

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 22

Заснований в 2001 р.

Кіровоград 2009

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. 22 – КІРОВОГРАД: КНТУ, 2009. – 380 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 1 червня 2009 р., протокол № 9 .

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., Кропівний 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 всільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація

Збірник наукових праць Кіровоградського
національного технічного університету

Випуск 22

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15253-3825 ПР від 30.04.2009 р.

Оцінка рухових можливостей гексаподу в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії

В статті досліджується вплив конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою.

верстат, гексапод, механіз паралельної структури, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Проектування верстатів-гексаподів, враховуючи їх специфічні властивості, є досить складною системною задачею. Один з важливих етапів створення подібних верстатів є визначення найбільш раціональних конструктивних параметрів його основних елементів, які забезпечують ефективність функціонування верстатів. Однією з умов ефективного функціонування верстата є здійснення ними необхідних технологічних рухів, які є дуже важливими в роботі верстатів з паралельною кінематикою. Це особливо необхідно для виконання фрезерування поверхонь оброблюваних деталей або установчих рухів для свердлування та інші операції.

Розглядати переміщення рухомої платформи в напрямку, перпендикулярному до осі симетрії гексаподу (в подальшому для простоти буде вживатись вираз – в поперечному напрямку) можна виконувати за різних умов. В цих дослідженнях взято найбільш доцільний варіант, коли не тільки рух, а й положення рухомої платформи є перпендикулярними до осі симетрії гексапода. За такої умови на розрахунковій схемі (рис. 1) пунктиром показані граничні та інші положення платформи. Величина переміщення платформи визначається по руху центру O або крайніх її точок A і B . Фактичне значення величини переміщення є величиною змінною починаючи від нульового у максимально витягнутому положенні гексапода. Поступове опускання платформи веде до збільшення величини переміщення платформи в перпендикулярному напрямку. При максимальному опусканні платформи безперервна величина поперечного її переміщення також буде максимальна. Для спрощення вирішення поставленої задачі розглянемо положення платформи по висоті в різних інтервалах (зонах). Такий розподіл на інтервали дозволяє визначати величину поперечного руху по найбільш спрощеним розрахункам. Для дослідження рухів у першому інтервалі складаємо розрахункову схему (рис. 1).

На даній схемі прийняті наступні позначення: a , b – розміри (діаметри) платформ; L – максимальна довжина штанги; H – величина вертикального положення рухомої платформи; l_1 – поточна довжина штанги.

Перший інтервал відповідає положенню платформи від максимально піднятого (H) і до опущеного на висоту h_1 . При нижньому положенні платформи в цьому інтервалі величина поперечного переміщення дорівнює розміру b платформи. Тобто, кожна точка платформи O_1 , A_1 , B_1 переміщується на величину

$$l'_1 = b.$$

Індекс "1" вказує на приналежність визначення першому інтервалу.

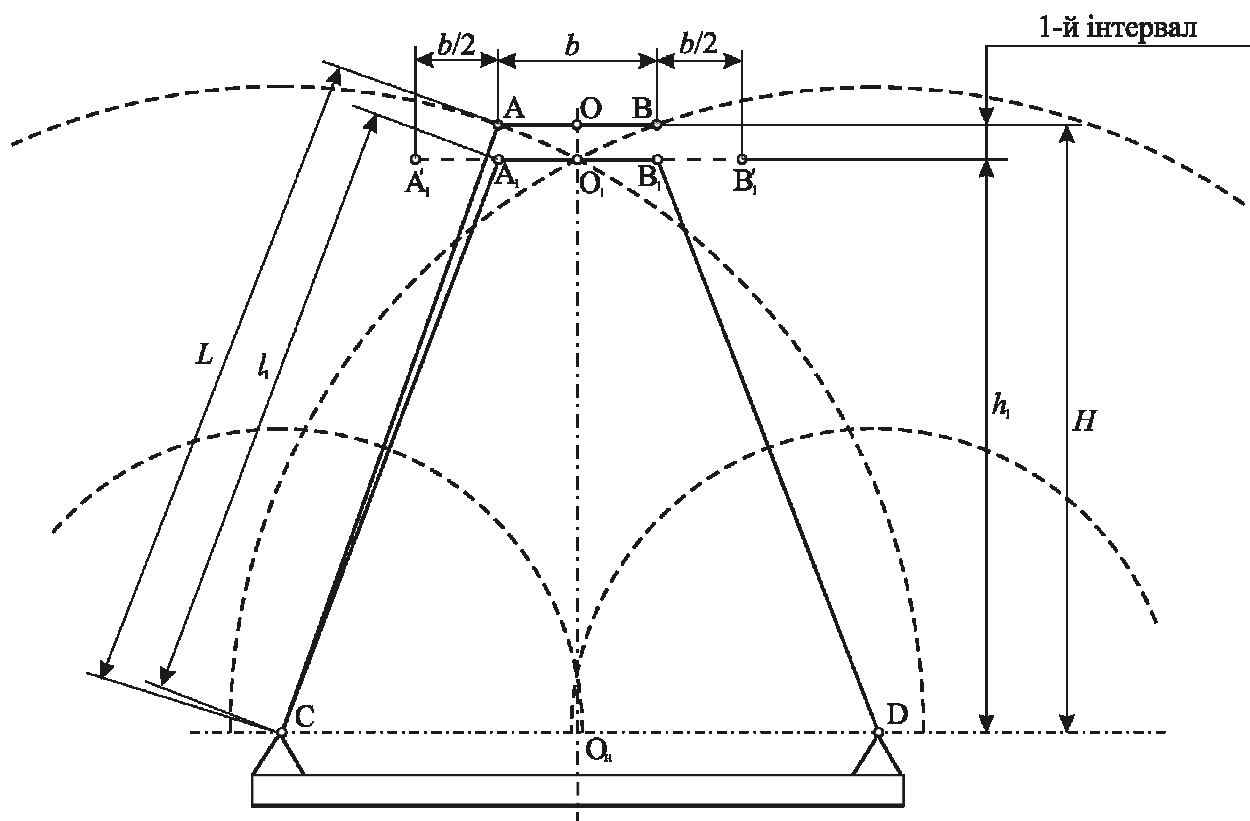


Рисунок 1 – Розрахункова схема переміщень платформи в першому інтервалі

Висота верхнього положення 1-го інтервалу:

$$H = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Нижнє положення цього інтервалу відповідає положенню центру платформи O_1 , коли рух максимально витягнутих штанг перетинається в одній точці (O_1). Тоді, з трикутника O_1O_2D можна записати

$$O_1O_2 = h_1; \quad O_1D = L; \quad O_2D = \frac{a}{2}; \quad h_1^2 + \left(\frac{a}{2} \right)^2 = L^2.$$

Звідки нижнє положення платформи першого інтервалу

$$h_1 = \sqrt{L^2 - \left(\frac{a}{2} \right)^2}.$$

Введемо заміну $m = \frac{a}{L}$. Тоді $a = mL$.

Підставивши в попереднє рівняння, отримаємо:

$$h_1 = \sqrt{L^2 - \left(\frac{mL}{2} \right)^2} = L \sqrt{1 - \left(\frac{m}{2} \right)^2}.$$

Максимальну величину переміщення штанг в цьому інтервалі визначаємо з рівняння через передавальне відношення руху штанги:

$$h_1 = L \sqrt{i_1^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2},$$

де $i_1 = \frac{l_1}{L}$ – передавальне відношення руху штанг від максимального (L), що відповідає висоті H до мінімального (l_1) для першого інтервалу, що відповідає висоті h_1 . Таким чином, знаючи висоту h_1 , рівняння можна переписати:

$$h_1^2 = L^2 \left[i_1^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right].$$

Після перетворень отримаємо:

$$l_1 = \sqrt{h_1^2 + L^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Переміщення платформи в поперечному напрямку в першому інтервалі, тобто в межах від H до h_1 , як відзначалось вище, є величиною змінною від 0 (при положенні платформи на висоті H) і до $l'_1 = b$ (при положенні h_1).

Для встановлення залежності величини поперечного переміщення (l'_{1i}) від ($h_i = h_1 \dots H$) представимо дану схему на рис. 2. Із схеми видно, що рух платформи в поперечному напрямку відбувається переміщенням крайніх точок A і B по дугам, описаними своїми максимальними радіусами (L). Так, при руху платформи вліво точка B рухається по своїй дузі, а розміщення точки A при цьому визначається довжиною платформи (b) та її горизонтальним положенням. За цієї умови точка B в поперечному напрямку зміщується на величину $l'_{1i}/2$. Таке ж зміщення має місце і при руху платформи вправо, а тому загальне переміщення буде дорівнювати l'_{1i} .

Подібним чином можна розглянути переміщення центру платформи O , яке згідно рис. 2 буде:

$$l'_{1i} = O'_1 O''_1 = A_1 A'''_1 + B_1 B''_1.$$

Величину цього переміщення знаходимо:

$$\left[\frac{l'_{1i}}{2} + L \frac{m(1-n)}{2} \right]^2 = L^2 - h_{1i}^2.$$

Так як визначаємо i -те значення переміщення платформи при i -му значенні положення платформи по висоті в першому інтервалі, то це положення буде:

$$h_{1i} = L \sqrt{i_{1i}^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

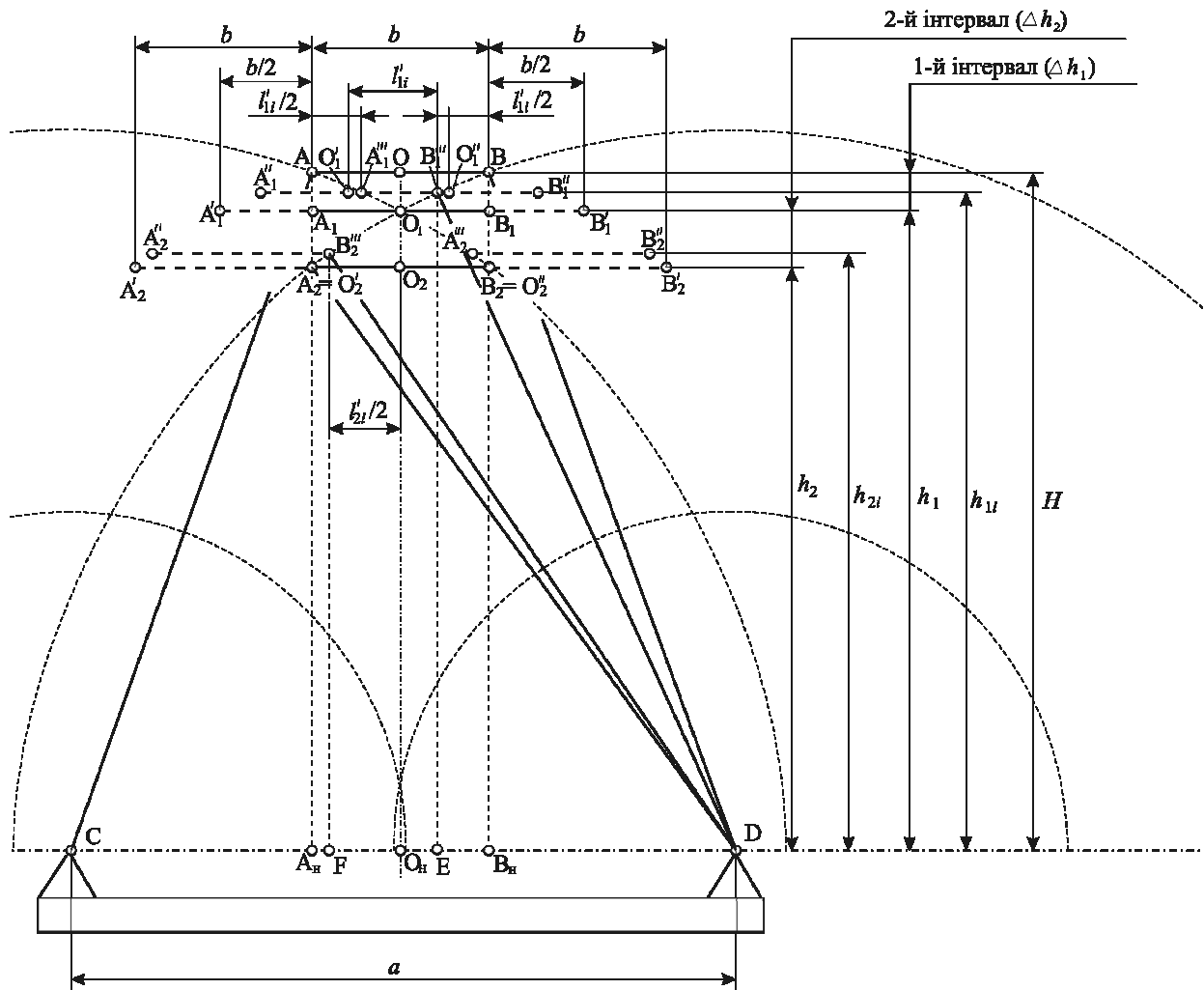


Рисунок 2 – Розрахункова схема переміщень платформи в другому інтервалі

Підставивши в попереднє рівняння, отримаємо:

$$l'_{1r} = \frac{-Lm \frac{1-n}{2} \pm \sqrt{L^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2 - 4 \cdot 0,25 \cdot L^2 (i_{1r}^2 - 1)}}{2 \cdot 0,25} = \frac{-Lm \frac{1-n}{2} \pm L \sqrt{1 - i_{1r}^2 + m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}}{0,5}$$

За дослідженням першим інтервалом іде другий інтервал, який розміщується в межах від h_1 до h_2 (див. рис. 2). При верхньому положенні платформи даного інтервалу (h_1) величина поперечного руху дорівнює ширині (діаметру) рухомої платформи $i' = b$.

Висота верхнього положення платформи в другому інтервалі, як відзначалось вище, дорівнює висоті нижнього положення платформи в першому інтервалі:

$$h_1 = L \sqrt{1 - \left(\frac{m}{2}\right)^2}$$

За нижнє положення платформи приймаємо таке, коли можливе її перпендикулярне переміщення з урахуванням переміщення в першому інтервалі $l'_{1,2} = 2b$.

Переміщення платформи в другому інтервалі $l'_2 = b$.

За таку умови прийнято ту обставину, що платформа, починаючи, з верхнього положення має можливість здійснювати додаткове (по відношенню до отриманого в першому інтервалі) горизонтальне переміщення. Тобто, якщо продовжити розгляд питання по відношенню до руху точки B , то у верхньому положенні вона, рухаючись

вліво дійшла до точки O_1 , яка співпадає з віссю симетрії гексаподу, а, відповідно, вона вже перемістилась на величину $l'_1 = b/2$. Після чого ця точка ввійшла в зону другого інтервалу. Тому подальше опускання платформи від рівня h_1 дозволяє точці B здійснити подальший рух вліво на величину $l'_{2i}/2$. Для цього інтервалу також прийемо за максимальне переміщення платформи в одну з сторін $l'_2 = b/2$. Цій умові буде відповідати висота платформи h_2 :

$$h_2 = \sqrt{L^2 - L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2}\right)^2} = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1+n}{2}\right)^2}.$$

Максимальна величина переміщення штанг у цьому інтервалі по відношенню до нижнього положення платформи 1-го інтервалу визначається з рівняння (рис. 3):

$$h_2 = l_1 \sqrt{i_2^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2},$$

де $i_2 = l_2/l_1$ – передавальне відношення руху штанг від максимального (l_1), що відповідає висоті положення платформи (h_1) до мінімального (l_2), що відповідає нижній висоті положення платформи (h_2) другого інтервалу. Таким чином, знаючи висоту (h_2) рівняння можна записати:

$$h_2^2 = l_1^2 \left[i_2^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2 \right].$$

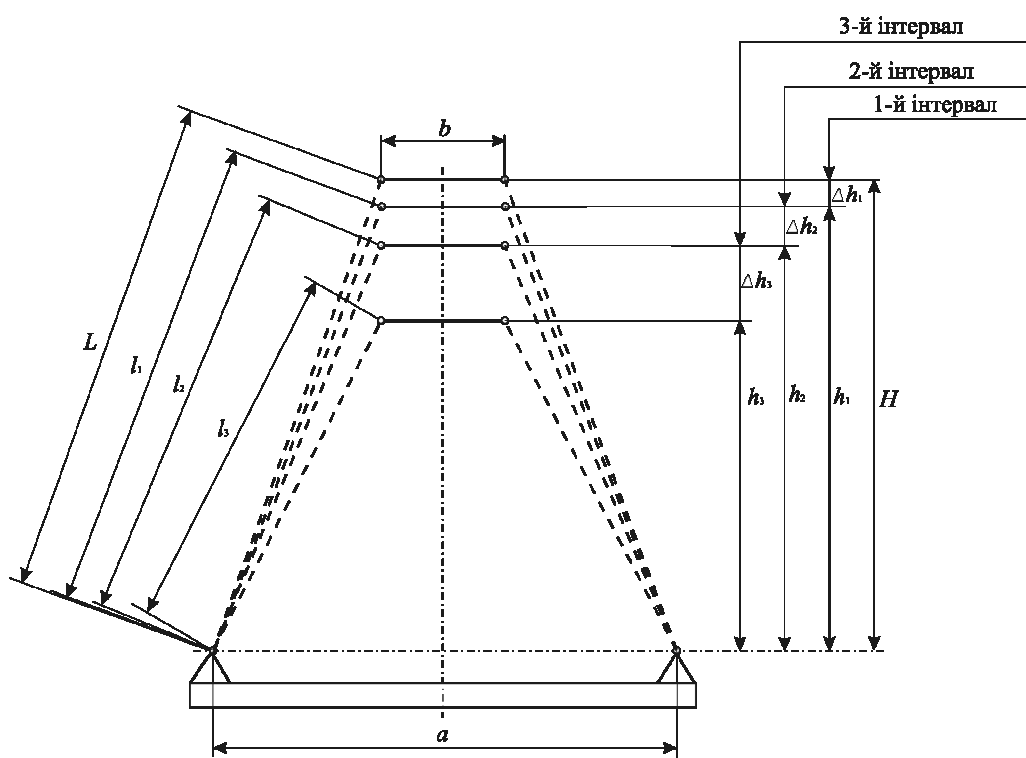


Рисунок 3 – Схема зміни довжини штанг в інтервалах

Звідки

$$l_2 = \sqrt{h_2^2 + l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Переміщення платформи в поперечному напрямку в другому інтервалі в межах від h_1 до h_2 є також величиною змінною. Для визначення цієї залежності розглянемо проміжне положення платформи між h_1 та h_2 , де має місце поточне зміщення платформи вліво на величину $l'_{2i}/2$. Таке ж зміщення має місце і при руху платформи вправо, а тому загальне переміщення буде дорівнювати l'_{2i} .

Величину цього переміщення (додаткового до отриманого в 1-му інтервалі) знаходимо з рівняння

$$0,25(l'_{2i})^2 + l'_{2i}L\frac{m}{2} + \left[L^2\frac{m^2}{4} - L^2 + l_1^2 i_{2i}^2 - l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right] = 0.$$

Зробимо заміну

$$k_2 = 0,25; \quad p_2 = L\frac{m}{2}; \quad q_2 = L^2\frac{m^2}{4} - L^2 + l_1^2 i_{2i}^2 - l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2.$$

Отримаємо квадратне рівняння:

$$k_2(l'_{2i})^2 + p_2 l'_{2i} + q_2 = 0.$$

Звідки

$$l'_{2i} = \frac{-p_2 \pm \sqrt{p_2^2 - 4k_2 q_2}}{2 \cdot 0,25}.$$

Слідуючим етапом досліджень є визначення параметрів руху платформи та штанг в третьому інтервалі. За даний інтервал прийнято положення платформи між нижньою висотою другого інтервалу (h_2) і нижньою висотою третього інтервалу h_3 . Ця висота відповідає точці перетину траєкторії руху однієї максимально випрямленої штанги з траєкторією руху другої максимально втягнутої штанги, коли ще має місце неперервний рух платформи в поперечному напрямку (рис. 4). Такою "лівою" точкою є B_3 . Вона отримана як подальший рух точки A_2 від нижнього положення другого інтервалу по дузі максимального радіусу (L) до перетину з дугою мінімального радіусу (l_3). При цьому відбувається переміщення платформи вліво на величину $l'_3/2$, так як має місце таке ж переміщення платформи вправо в третьому інтервалі. Відповідно загальне переміщення в цьому інтервалі складає l'_3 . З урахуванням переміщень в першому та другому інтервалах сумарний поперечний рух платформи буде $2b + l'_3$.

Висота верхнього положення платформи в третьому інтервалі дорівнює висоті нижнього положення платформи в другому інтервалі

$$h_2 = L\sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2}.$$

Висоту нижнього положення платформи (h_3) визначаємо з рівняння

$$h_3 = \frac{0,5L\sqrt{(1+i+m)(i+m-1)(1-i+m)(1-i-m)}}{m},$$

де $m = \frac{a}{L}$; $i = \frac{l_3}{L}$.

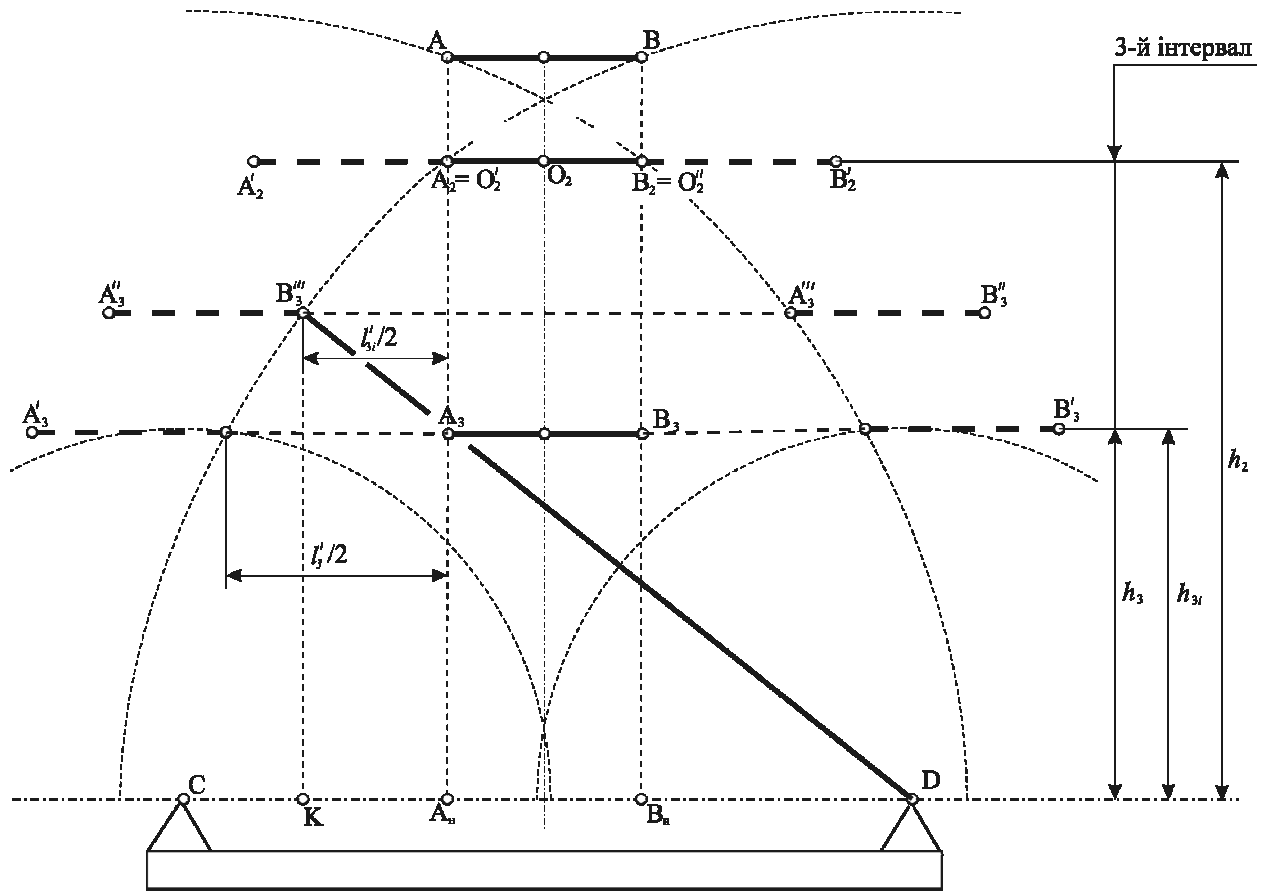


Рисунок 4 – Розрахункова схема переміщень платформи в третьому інтервалі

Переміщення платформи в поперечному напрямку в третьому інтервалі в межах від h_2 до h_3 як змінна величина в проміжному положенні визначається величиною $l'_{3i}/2$.

Величину цього переміщення знаходимо з рівняння

$$0,25(l'_{3i})^2 + l'_{3i} Lm \frac{1+n}{2} + \left[L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2 - L^2 - l_2^2 i_{3i}^2 + l_2^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right] = 0.$$

Використовуючи заміну

$$k_3 = 0,25; \quad p_3 = Lm \frac{1+n}{2}; \quad q_3 = L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2 - L^2 - l_2^2 i_{3i}^2 + l_2^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2$$

отримаємо квадратне рівняння

$$k_3 (l'_{3i})^2 + p_3 l'_{3i} + q_3 = 0,$$

з якого визначаємо величину переміщення платформи в поперечному напрямку в третьому інтервалі:

$$l'_{3i} = \frac{-p_3 \pm \sqrt{p_3^2 - 4k_3 q_3}}{2 \cdot k_3}.$$

Таким чином, на основі виконаних досліджень визначені аналітичні залежності переміщень рухомої платформи в поперечному напрямку від основних конструктивних параметрів гексапода. Відповідно по цим залежностям можна визначати найбільш доцільні конструктивні виконання ВПК в залежності від їх функціонального призначення.

Список літератури

1. Павленко И.И. Основные показатели двигательных возможностей роботов. //И.И.Павленко// Вестник машиностроения. – 1986. – №4. – С. 9-11.
2. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування./І.І.Павленко. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
3. Павленко І.І., Валявський І.А. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою. / І.І.Павленко, І.А.Валявський //Збірник наукових праць КНТУ . Техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, КНТУ, 2008. – №21. – С. 304-310.
4. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

В статье рассматривается влияние конструктивных параметров механизма параллельной структуры на функциональные возможности станка с параллельной кинематикой.

Influence of structural parameters of parallel structure mechanism on hexapod functional possibilities in the article.

Аналіз навантажувальної здатності зубчастих передач з різним профілем зубців

В статті проведений аналіз зубчастих передач з різним профілем зубців, показані переваги та недоліки одних передач відносно інших.

зубець, зубчата передача, евольвентне зачеплення, синусоїдальне зачеплення, круговий профіль

В сучаснім машинобудуванні та сільськогосподарському виробництві широко використовуються різноманітні зубчасті передачі. В залежності від передаваного навантаження можливе використання зубчастих передач з евольвентним зачепленням, синусоїдальним та зачепленням Новікова.

Сучасних методів утворення поверхонь зубців зубчастих коліс є близько 50 найменувань. Вибір методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних та технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс. Широке застосування має два методи нарізування зубців: обкочування та копіювання.

Серед великої кількості відомих зубчастих передач найбільш поширені передачі з евольвентним профілем зубців. В [1] представлена побудова та розрахунки евольвентного зачеплення. Евольвентне зачеплення має суттєві технологічні та експлуатаційні переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців; евольвентне зачеплення допускає коригування (виправлення) робочого профілю зубців, що забезпечує кращу роботу здатність, коефіцієнт корисної дії, та інші характеристики передачі. Але евольвентні передачі мають і недоліки: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу; шум при роботі з високими швидкостями; потреба у постійному змащуванні; низька несуча здатність за умови контактної втоми активних поверхонь з появою двох видів тертя – кочення ковзання; підвищену чутливість до перекосів осей коліс у зв'язку з лінійним контактом зубців.

Існують зубчасті передачі з круговим профілем зубців (зачеплення Новікова) [2], які використовують у важко навантажених передачах. У зачепленні Новікова лінійний контакт зубців замінено точковим. Точка дотикання даної пари зубців переміщається паралельно полюсній лінії (вісям зубчастих коліс). Використання передач Новікова почалося з передач з одною лінією зачеплення, а в даний час використовують передачі з двома лініями зачеплення. Одностороннє зачеплення Новікова має одну лінію зачеплення при цьому, як правило, у шестерні зубці мають випуклий профіль, а у колеса – ввігнутий. Якщо ведучим є зубчате колесо з випуклим профілем, то точка контакту розташована за полюсом і передачу називають заповною. Якщо ведене колесо з ввігнутим профілем, то передача стає доповною. Для нарізування зубчастих коліс з випуклими і ввігнутими зубцями одного і того ж модуля, необхідно мати дві фрези, виконані в відповідності з контурами випуклого і ввігнутого зубців. Передачі з зачепленням Новікова можливі тільки в косозубому виконанні.

Несуча здатність, обмежується міцністю робочих поверхонь зубців.

Умова контактної міцності робочих поверхонь зубців передачі Новікова та евольвентного зачеплення визначається по формулі Герца

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E_{ID}}{L_K \cdot \rho_{ID}}} \leq [\sigma]_H \quad (1)$$

Аналізуючи величини, які входять в формулу (1) виразимо їх через основні параметри передачі Новікова і порівняємо їх з величинами передачі з евольвентним зачепленням.

Нормальна сила F_n прикладена до поверхні зубців в обох передачах і визначається по формулі:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (2)$$

де $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ - колове зусилля;

де T_1 - крутний момент на шестерні;

d_1 - дільний діаметр шестерні;

α - кут зачеплення;

β - кут нахилу зубців;

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт враховуючий нерівномірність навантаження зуба по довжині;

K_{HV} - коефіцієнт враховуючий додаткові динамічні навантаження.

Зробивши аналіз формули (2) приходимо до висновку, що нормальна сила F_n в обох передачах буде приблизно однакова.

ρ_{ID} - приведений радіус кривини контактуючих поверхонь.

Для евольвентного зачеплення ρ_{ID} визначають за формулою:

$$\rho_{ID} = \frac{\rho_2 \cdot \rho_1}{\rho_2 + \rho_1} = \frac{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha}{2(u+1) \cdot \cos^2 \beta}; \quad (3)$$

Для зачеплення Новікова ρ_{ID} визначають за формулою:

$$\rho_{ID} = \frac{\rho_2 \cdot \rho_1}{\rho_2 - \rho_1} = \frac{r_1 \cdot u}{(u+1) \cdot \sin \alpha \cdot \sin^2 \beta} \cdot \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}; \quad (4)$$

Аналізуючи формули (3) і (4) приходим до висновку, що приведений радіус кривини поверхонь зубців передачі Новікова у декілька десятків разів більше ніж у передачі з евольвентним зачепленням, тому передачі Новікова мають підвищену навантажувальну здатність по контактній міцності. При $H \leq 350HB$ вона приблизно в 1,5 ... 1,7 рази більша, ніж у аналогічній по розмірам і матеріалу евольвентної косозубої передачі.

Недоліки – підвищена чутливість до зміни міжосьової відстані; порівняно складний вихідний контур інструмента; деяке зниження зламної міцності в порівнянні з евольвентним профілем. На відміну від евольвентних передач контактна міцність передач з зачепленням Новікова залежить від числа зубців Z , або при постійному d від модуля m .

Можливе виконання у зачепленні Новікова зубців так, щоб одна частина їх профілю була випуклою, а друга – ввігнутою. Тоді вони зможуть мати дозаполосне зачеплення. Дозаполосне зачеплення має дві лінії зачеплення. Відповідно в 2 рази

збільшується і число точок контакту зубців. В таких передачах зубці шестерні і колеса мають однаковий профіль: випуклий – біля головки, ввігнутий – біля ніжки.

Порівнюємо два варіанта зачеплення Новікова з одною і двома лініями зачеплення. При одній лінії значення у шестерні і колеса різні профілі зубців. Для їх нарізування необхідно 2 різних інструмента (два вихідних контури). При двох лініях зачеплення зубців шестерні і колеса можна нарізати одним інструментом (один вихідний контур). Відповідно навантажувальна здатність передач з двома лініями зачеплення більша, ніж з одною. Тому дозаполосне зачеплення вважається переважним.

Аналіз зубчастих передач з синусоїдальним профілем зубців.

Зубчасті передачі з синусоїдальним профілем зубців [3] мають більший коефіцієнт перекриття, що збільшує навантажувальну здатність передач, менший питомий тиск на робочих поверхнях зубців за рахунок заміни контакту по лінії на контакт по площині, в полюсі відсутнє ковзання що підвищує коефіцієнт корисної дії, а також зменшує спрацювання робочих поверхонь зубців і рівень шуму, при роботі.

Для більш широкого використання цих видів передач необхідне проведення значних теоретичних та експериментальних досліджень.

Результати досліджень.

Дослідження зубців на втому при згині. При теоретичному дослідженні проаналізовані відмінності у розподіленні напружень у зубцях з синусоїдальним та евольвентним профілями. Для цього була використана система модулювання по створенню робочих поверхонь синусоїдального та евольвентного зубців передач.

Встановлено, що при однаковому навантаженні напруження згину в поперечному перерізу біля основи зуба різні. Ці напруження у зубця з евольвентним профілем концентруються у основи ніжки зубця див. рис. 1, що збільшує вірогідність ламання зубця.

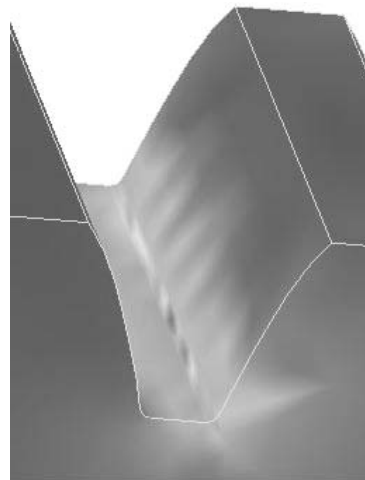


Рисунок 1 – Розподіл напруження у зубця з евольвентним профілем

Для запобігання ламання зубців необхідно збільшувати в декілька разів радіус галтелі біля ніжки зубця, але величина радіуса галтелі обмежена і не може перевищувати 0,3 ... 0,4 модуля зачеплення.

Зубець з синусоїдальним профілем має ніжку окреслену нижніми половинами синусоїди, які і утворюють перехідну поверхню, див рис. 2, тому товщина зубців по діаметру впадин значно більша, а концентрація напружень згину в поперечному перерізу біля основи зубця менша. Це призводить до того що стійкість зубців з синусоїдальним профілем проти втомленого руйнування при згині збільшується.

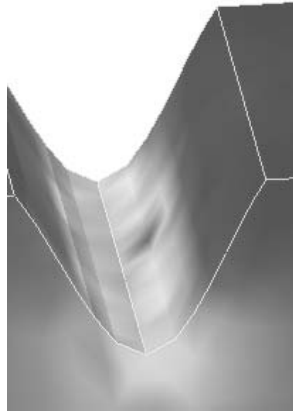


Рисунок 2 – Розподіл напруження у зубця з синусоїдальним профілем

Дослідження активних поверхонь зубців на контактну втому. Для дослідження величини та характеру розподілення контактних напружень на активних поверхнях спряжених зубців були змодельовані синусоїдальна та евольвентна передачі, які мали однакові параметри і однакове навантаження, див. рис. 3. В результаті проведених теоретичних досліджень виявлено, що значення контактних напружень на поверхнях синусоїдальних зубців в (1,25...1,3) рази менше, так як контакт спряжених поверхонь відбувається не по лінії, а по площині. Контакт по площині зменшує тертя ковзання, а відповідно і спрацювання робочих поверхонь зубців.

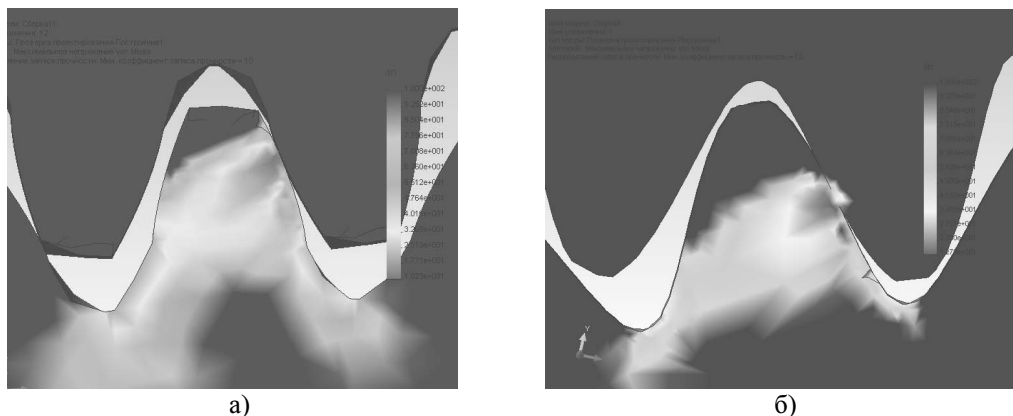


Рисунок 3 - Величина та характер розподілення контактних напружень:
а) у евольвентних передачах; б) у синусоїдальних передачах

По наведених даних можна прийти до висновку, що при однакових параметрах передача з синусоїдальними зубцями має вищу навантажувальну здатність ніж передача з евольвентними зубцями.

Список літератури

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища школа, 1993. - 556 с.
2. А.В. Павленко, Р.В. Федякин, В.А. Чесноков. Зубчаті передачі з зацепленням Новикова. – К.: Техніка, 1978. – 143 с.
3. Аникин Ю.В. Синусоїдальне зацеплення. – Воронеж, 1974. – 64с.

В статтю приведено аналіз зубчатих передач з різним профілем зубців.

In the article the analysis of gearings is resulted with the different type of points

Р.М. Джафарзаде, проф., д-р техн. наук

Академія цивільної авіації Азербайджанської республіки

О.М. Медведенко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

М.Ф. Михайлік, ст.наук. співр., канд. психол. наук

Державна льотна академія України

Проблеми порушення закону Йеркеса-Додсона в особливих випадках польоту

Спираючись на дані детального аналізу статистики авіаційних подій, доведена можливість порушення відомого закону Йеркеса-Додсона в особливих ситуаціях польоту та запропоновано використовувати отримані результати для розробки моделей врахування людського чиннику в екстремальних умовах експлуатації літаків.

безпека польотів, людський чинник, екстремальні умови експлуатації літаків, оптимальне робоче навантаження пілотів, закон Йеркеса-Додсона

Постановка проблеми. Враховуючи вплив людського чиннику (ЛЧ) на безпеку польотів (БП) [1-3], питання робочого навантаження членів льотних екіпажів (ЧЛЕ) повітряних суден (ПС) є перманентно актуальним навіть в умовах активної автоматизації відповідних процесів і впровадження "скляних" пілотських кабін [4-6], адже будь-яка відмова авіаційної техніки (АТ) може вивести екіпаж як за критичні технічні обмеження її експлуатації, так і за психофізіологічні можливості усунення наслідків відмов. Недостатня увага до зазначеної проблеми призвела до того, що сучасні моделі льотної експлуатації ПС [7] є недосконалими і не дозволяють повною мірою дослідити відповідні процеси. Дана проблема вже частково розглядалася в праці [8]. Накопичені за минулі роки факти, тільки підтвердили її наявність.

Аналіз досліджень і публікацій. Як відзначалося в [9], питання, що викликає гарячі суперечки вже протягом п'ятдесятих років формулюється так: чи є емоція порушенням поведінки або, навпроти, це організуюча реакція? Ч. Дарвін, В.Б. Кеннон, Р.В.Липер (1948) вважали в цілому, що емоція є корисною і що вона являє собою адаптивний процес завдяки здійснюваній нею енергетичної мобілізації у відповідь на вимоги середовища. Навпроти, більшість інших дослідників розглядають емоцію як дезорганізацію, порушення діяльності. Ця суперечка виникла в основному через неточне визначення двох термінів: емоції й організації.

Як відзначають П. Фресс і Ж. Піаже, якщо під емоцією розуміти рівень активації інстинкту, або в більш загальній формі мотивації, то тоді саме емоція визначає адаптацію. Але в такому випадку ми не зможемо описати і, *a fortiori*, пояснити той факт, що сильна мотивація викликає порушення поведінки, що визнавав Р.В. Липер [9]. Таким чином, емоція відповідає такому зниженню рівня адаптації, що настає, коли мотивація є занадто сильною в порівнянні з реальними можливостями суб'єкта. Емоція - це страх, гнів, горе, іноді радість, особливо надмірна радість. Іноді термін "емоція" вживається як синонім "почуття", наприклад у виразі "естетична емоція", або для позначення будь-якого "щиросердечного руху" суб'єкта [9].

Сучасна психологія вважає "емоції інтегральними реакціями організму на впливи факторів зовнішнього і внутрішнього середовища, а також результати власної діяльності, що виявляються в суб'єктивних переживаннях тієї або іншої модальності й

інтенсивності (типу люті, страху, радості й ін.), специфічними руховими реакціями (міміка, жести) і неспецифічними зрушеннями в діяльності внутрішніх органів” [10, с.60].

Термін "організація" є ще більш двозначним. Його розуміють, головним чином, як упорядкованість на відміну від дезорганізації. Слід уточнити деякі аспекти того явища, яке Д.О. Хебб (1949) називає емоційним “розладом”. Подібно тому, як існують різні рівні організації поведінки, маються також різні рівні її дезорганізації. У [9] поданий приклад з учнем, який складає усний іспит і має надлишкову мотивацію в порівнянні з його можливостями. При слабкому рівні дезорганізації емоція може виражатися у виді невластивих йому і зайвим вегетативним реакціям: во-логі руки, загальна напруга, утруднена травлення, збудженість. Ці органічні розлади, якщо вони не занадто сильні, можуть сполучитися з високою успішністю на іспиті. При більш значному рівні дезорганізації особа, яка екзаменується, губиться, приходять у замішання, порушення охоплюють саму психічну діяльність: неясність думок, провали пам’яті, вербальні утруднення. Вегетативні прояви стають ще більш сильними: сльози, почервоніння або збліднення й іноді навіть, непритомність. Х. Валлон (1949) в іншому зв’язку говорив, що система життєвих відносин порушується і вона як би заслоняється гіпертонічними або гіпотонічними проявами вегетативної нервової системи. Питання про те, чи є емоція організуючою або дезорганізуючою, не слід плутати з питанням, корисна вона чи ні. У тварин емоційні реакції більш стереотипні, ніж у людини, і для кожного виду вони специфічні. У людини ж, крім того, є можливість інакше використовувати ті реакції, що спочатку були лише дезорганізуючими [9].

Повернемося до емоційної поведінки. Вона зустрічається, мабуть, лише тоді, коли мотивація стає занадто сильною. Між мотивацією й емоцією маються подібності і розходження. Щоб відбулася адаптація до задач, що виникають перед нами, необхідна достатня мотивація. Однак якщо мотивація занадто сильна, людина позбавляється частини своїх можливостей, і адаптація стає менш адекватною дійсності. Тоді в діяльності з’являються ознаки емоцій, і, іноді, адаптивна поведінка порушується, цілком замінюючись емоційними реакціями. Існує оптимум мотивації, за межами якого виникає емоційна поведінка. Поняття оптимуму мотивації зв’язане з адекватністю або неадекватністю реакцій на ситуацію. Цей зв’язок відповідає відношенню між інтенсивністю мотивації і реальних можливостей суб’єкта в конкретній ситуації. Як вважав Ф.А. Хоудж (1935), “емоційні реакції зворотно пропорційні здібності вищих мозкових центрів протистояти даній ситуації” [9]. Таке розуміння цілком узгоджується з існуванням континуума як у плані внутрішніх переживань - від слабких почуттів до сильних, так і у фізіологічному плані - від слабкої активації до сильного. “Ідея оптимуму мотивації, по суті, настільки ж стара, як і людська думка, і моралісти завжди засуджували надмірні пристрасті, через які людина втрачала контроль над собою” [9].

Саме тому визнається, що інтенсивна стимуляція негативно позначається на ефективності діяльності людини, точніше кажучи, на адаптації до задач, що безупинно ставить перед нею середовище. Як говорив у 1920 р. Х. Пьерон, “об’єктивно емоція, видимо, характеризується також досить сильною дифузійною реактивністю, що виходить за рамки відповідей, які безпосередньо відповідають збудженню”. Навіть психологи, які визнають континуум активації, відзначають це порушення адаптації, що виникає, коли інтенсивність ситуації стає занадто сильною. Так, Д.Б. Линдслей (1957) показав, що, коли активація стає надмірною, ефективність людини погіршується, з’являються ознаки дезорганізації й ослаблення контролю. Однак експериментальний доказ існування оптимуму мотивації був отриманий набагато пізніше через труднощі експериментального вивчення емоцій. Перші роботи, у яких був виявлений цей оптимум, не стосувалися власне емоцій, але вони установили залежність між показником активації і якістю виконання. Р.М. Йеркс і Дж.Д. Додсон (1908) були першими, хто знайшов оптимум мотивації у тварин [11]. Е. Даффи (1932) установила,

що результати обстеження дітей, які були надмірно напружені (напруга вимірялася за допомогою динамографу), виявилися гірше. Вона знову висловила думку про існування оптимуму напруги, що залежить від задачі й індивідів. Найбільш важливий експеримент був поставлений Дж. Фрименом (1940). Він вимірював в одного випробуваного час реакції й одночасно рівень опору шкіри (шкіряно-гальванічна реакція, ШГР). Ці виміри, зроблені протягом декількох днів і в різний час доби, дали результати, подані на рис. 1, де чітко видний оптимум активації. Х. Шлосберг (1954), сумніваючись у цьому, повторив експеримент, вимірюючи крім часу реакції тремор руки (амплітуду тремтіння). Зіставивши ці два виміри з опором шкіри, він одержав ту ж саму криву з максимумом. З цими результатами вивчення спонтанного континуума активації, оцінюваної за фізіологічними показниками, варто зіставити дані, що свідчать про те, що з посиленням мотивації підвищується якість виконавчих дій, але до певно встановленої межі: якщо вона занадто велика, виконання погіршується.

Дослідження Р.Дж. Стеннетта (1957) показує відношення між активацією, мотивацією і виконанням. Задача дослідження була пов'язана зі слуховим спостереженням (tracking): випробуваний мав повертати ручку так, щоб зник звук. При цьому крапка, що відповідає нулеві, періодично зрушувалася програмістом. Після навчання випробуваного вводилися три рівні мотивації: 1) слабка мотивація: задача представлялося як калібрування приладу; 2) середня: невеликі винагороди за успіхи; 3) сильна: велика винагорода за успіх, електричні удари за невдачу. Активація, вимірювана по ШГР і тонічній активності, збільшувалася від *ситуації 1* до *ситуації 3*, однак кращі результати були отримані в *ситуації 2*. Дж.Л. Фримен (1948) узагальнив ці результати і подав їх у виді кривій (рис. 2). Він явно зв'язує погіршення ефективності з емоційною реакцією, чого не було в попередніх дослідженнях, в яких сильна активація, вимірювана по м'язовій напрузі або зменшенню опору шкіри, означала тільки факт перевищення оптимуму мотивації.

На думку Ж. Піаже [9], не можна погодитися зі способом виразу перемінних, відкладених їм на ординатах і особливо на абсцисах. Якщо прийняти його формулювання, то виявиться, що те, що ми назвали рівнем активації, буде просто енергетичним ефектом стимуляції. Ця вузько бихевиористська точка зору не узгоджується з психологічними фактами і навіть з даними нейрофізіології, з яких витікає, що стимуляція впливає на ретикулярну формацію в залежності від чутливості суб'єкта. Д.О. Хебб (1955) підкреслює, що ситуація двоюким чином впливає на нервову систему. Вона дає суб'єктові інформацію (cue function), а також за допомогою висхідної ретикулярної системи визначає рівень активації (arousal). Якщо цей рівень підвищується і більш складна ситуація вимагає більш тонкої адаптації, то відбувається взаємодія двох систем (cue function і arousal) і при наявності тривожних і емоційних реакцій спостерігається погіршення виконання. Таким чином, Д.О.Хебб одержав криву, що мала таку ж форму, що і крива Дж.Л. Фримена, хоча він стояв на зовсім іншій позиції. Р.Б. Мальмо (1959) також запропонував аналогічну криву, установлюючи залежність безпосередньо між рівнем виконання і рівнем активації. Погіршення виконання при сильній активації, мабуть, зв'язано з природою задачі: уповільнені реакції в задачах, що вимагають швидкості; незручність, коли треба бути точним; більш повільне опанування знаннями чи навичками, більш низька якість інтелектуальних рішень. Порушення адаптації може виражатися не тільки в кількісній, але і якісній формі, і, зокрема, спостерігається погіршення у всіх областях діяльності.

Оптимум мотивації змінюється, мабуть, при кожній задачі. Р.М. Йеркс і Дж. Д. Додсон [11] провели в 1908 р. важливий експеримент, що дав однакові результати на

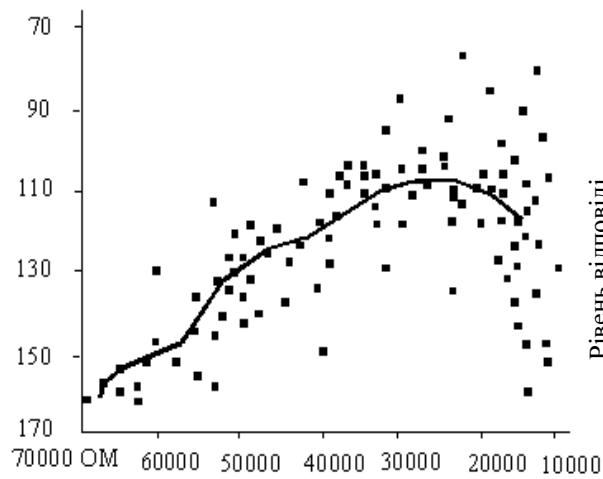


Рисунок 1 – Співвідношення між величиною опору шкіри долоні і часом реакції у досліджуваного в різних станах бадьорості

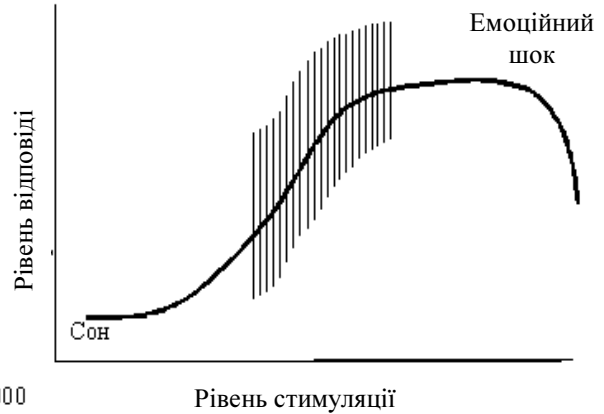


Рисунок 2 – Оптимум реакції

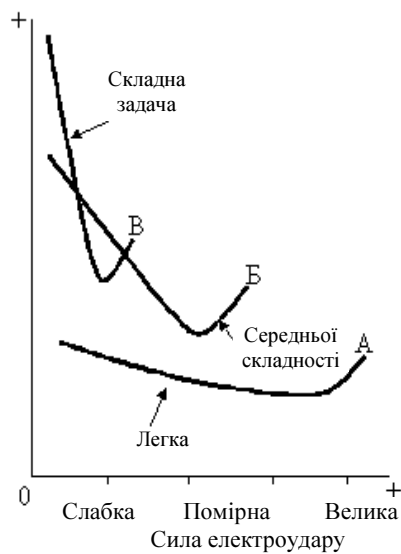


Рисунок 3 – Схема, яка ілюструє закон Йеркеса-Додсона

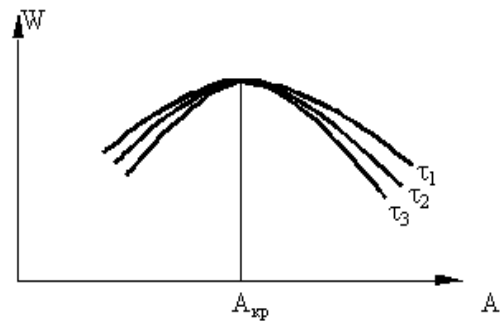


Рисунок 4 – Залежність продуктивності W діяльності від рівня активації A (інвертована U-подібна крива Йеркеса-Додсона):
 τ_1, τ_2, τ_3 – роботи різної складності, $\tau_1 < \tau_2 < \tau_3$;
 $A_{кр}$ – оптимальне значення активації

пацюках, курчатах, кішках і людині. Задача полягала в розрізненні двох яркостей, при цьому одна з відповідей оцінювалася як неправильна. Задача була більш-менш складною і припускала три рівні труднощів розрізнення. Крім того, передбачалися три рівні

мотивації, а саме: слабкий, середній або сильний електричний удар як покарання за помилки. Загальні результати подані на рис. 3. На абсцисі відкладені рівні сили електричного удару, на ординаті - число проб, необхідних для досягнення того самого критерію гарного розрізнення. Три криві відповідають трьом рівням труднощів задачі. Вони показують, що в кожному випадку мається оптимум мотивації, при якому навчання є найбільш швидким. Однак результати свідчать також про те, що цей оптимум залежить і від складності задачі, тому закон Йеркса-Додсона можна сформулювати в такий спосіб: *"Зі збільшенням складності задачі інтенсивність покарання, що визначає оптимальну швидкість навчання, повинна наближатися до граничної величини"*. Це означає, що у випадку складної (трудної) задачі оптимум досягається при слабкій мотивації, тоді як при легкій задачі він відповідає сильній мотивації. Очевидно, що при легкій задачі надлишкова мотивація не викликає порушень поведінки, але така можливість виникає при складних задачах.

У дослідників СНД закон Йеркса-Додсона звичайно приводиться в трохи іншому формулюванні [12,13]. Так, у [12] відзначається, що відповідно до цього закону *"для кожного виду дій існує оптимальний рівень емоційної напруги, при якому дана діяльність протікає найбільше успішно"*. Якщо рівень активації невеликий, - це погіршує якість дій, сприйняття й упізнання значимих сигналів, веде до відволікання уваги і провокує дрімоту, в той час, як надмірна емоція дезорганізує цілеспрямовану діяльність. Тобто звичайно закон Йеркса-Додсона зображують не у виді U-подібних кривих, як це показано на рис. 3, а у виді інвертованих U-подібних кривих, як це показано на рис. 4 [6,13,14], а також певною мірою - і на рис. 1, 2. Насправді, якщо врахувати, що час навчання й ефективність (продуктивність) діяльності очевидним образом знаходяться в зворотній пропорційній залежності друг до друга, то протиріччя тут немає.

Мета статті – дослідження особливостей прояву закону Йеркса-Додсона в особливих випадках (ОВ) польоту (ОВП).

Шляхи розв'язання проблеми. Розглянемо питання про закон Йеркса – Додсона стосовно до досліджуваних нами ОВП. Справа в тім, що, починаючи з досліджень Р.М. Йеркса і Дж.Д. Додсона [11], усі наступні експериментатори розглядали ситуації, коли емоційний рівень [12] або активація [13] не досягали критичних величин, тобто того ступеня емоційної напруженості, при якій починається деформація емоційного досвіду (ЕД). М.Ф. Михайликом [13,14] було доведено, що тренажерні експерименти не дозволяють імітувати емоційну напруженість, що виникає в реальному ОВП. Навіть стимуляція у виді ударів випробуваних струмом, що використовувався в експериментах Дж.Р. Патрика (1934), Дж.Л. Фримена (1940), Р.Дж. Стеннетта (1957), Р.Б. Мальмо (1959), не створювала у випробуваних рівня емоційної напруженості, порівнянної з тою, що виникає в процесі реальної ОСП. В той же час у працях [8,13,15-21] було доведено, що рівень актуальної екстремальної працездатності (АЕП), а отже, і ефективність діяльності у процесі ОС змінюється дискретно. Крім того, у працях [16-18,21,22] доведена також наявність катастрофічних стрибків при деформації ЕД, що вабе за собою стрибкоподібну зміну АЕП і відповідно зміну ефективності діяльності ЧЛЕ в процесі ОВП. Тобто, навіть не претендуючи на кількісний опис, вже на якісному рівні можна вважати доведеним, що закон Йеркса-Додсона не буде описуватися U-подібними інвертованими кривими, поданими на рис. 4. Якісний вид кривих за результатами дослідження декількох тисяч ОВП, що опис яких був зібраний М.Ф. Михайликом, поданий на рис. 5. При цьому на рис. 5а) поданий випадок відсутності катастрофічних стрибків, а на рис. 5б) - їхньої наявності.

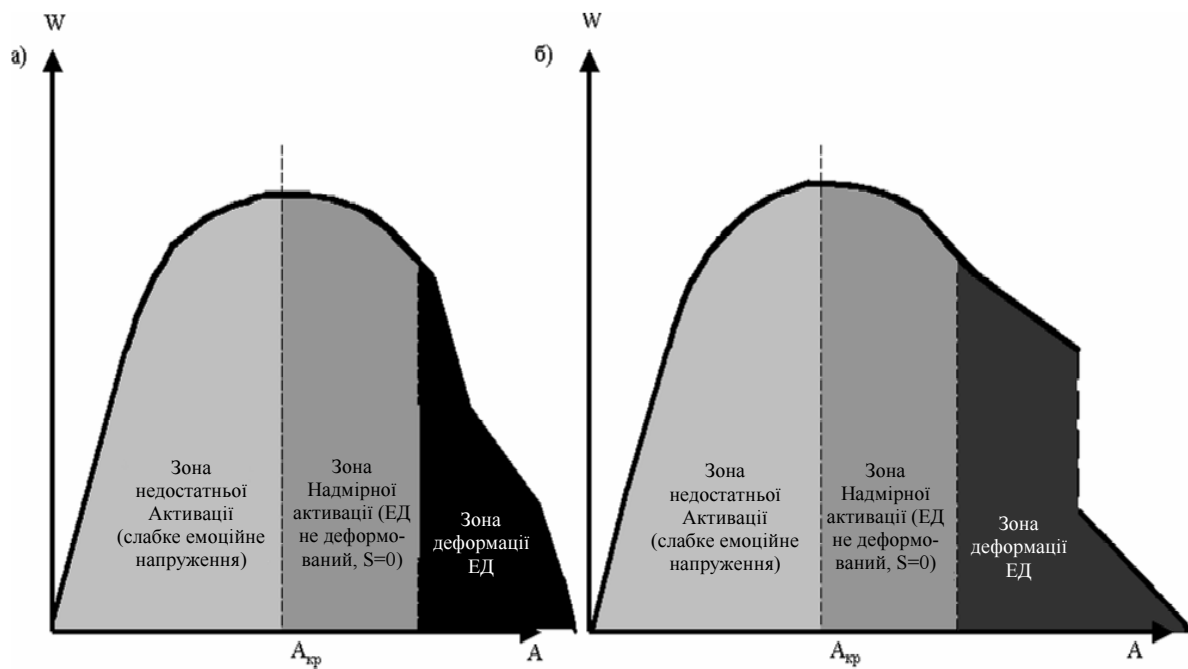


Рисунок 5 – Порухення закону Йеркса-Додсона в зоні деформації емоційного досліду
 а) при відсутності катастрофічних скачків; б) при наявності катастрофічних скачків

Спробуємо, знову ж тільки якісно, співвіднести порушені в [15,18,20,21] питання зв'язку деформації ЕД з небезпекою ОВ і нейротизмом учасника ОВ, і питання оцінки працездатності пілотів.

По-перше, ефективність діяльності (W) на рис. 3, 4 не є АЕП. Більша частина осі абсцис (активація, A) лежить поза зоною ОВ, таким чином значення W , що їм відповідають, не тільки не можуть бути ототоженні з АЕП, але не можуть навіть за визначенням (див. [20]) знаходитися з АЕП у кореляційному зв'язку. Однак, працездатність як така не тільки зобов'язана корелювати з ефективністю праці, але і скоріше знаходиться з нею у функціональній залежності. З огляду на те, що актуальна працездатність (АП) – це такий стан оператора, що визначає рівень ефективності його діяльності у визначений проміжок часу [23] (наприклад, у процесі польоту), то зрозуміло, що $W=f_1(АП)$. Однак $АЕП \subset АП$, тому вона змінюється дискретно і визначається станом S . АП змінюється безперервно до початку деформації ЕД, тобто при $S=0$. Отже, якщо вважати, що в межах дискретного стану S працездатність змінюється плавно і позначити її як ζ , то одержимо, що $W=f_1(\zeta)$, де ζ – і є кусочно-безперервна функція від A ($\zeta=f_2(A)$).

По-друге, активація (A) явним чином залежить від обраних нами керуючих параметрів. Ясно, що показник умовно-об'єктивної оцінки небезпеки φ_{VO} буде наймогутнішим і домінуючим стимулом у процесі ОВ. З іншого боку, інтенсивність стимулу для конкретного ЧЛЕ буде визначатися його індивідуальною чутливістю, тобто нейротизмом (n). Таким чином, вважаємо очевидним, що $A=f_3(\varphi_{VO}, n)$ або сімейство функцій $A=f_{3n}(\varphi_{VO})$. Тоді остаточно на якісному рівні одержуємо $W=f_1(f_2(f_3(\varphi_{VO}, n)))$.

Спробуємо за допомогою аналізу наявного банку даних про ОВП, про який йшлося вище, знов-таки на якісному рівні, визначити можливий вид ζ функцій. Результати аналізу представлені на рис. 6.

Очевидно, що величини W і ζ зв'язані прямо пропорційною залежністю (рис. 6.а). При нульовій працездатності ефективність діяльності зрозумілим чином, нульова.

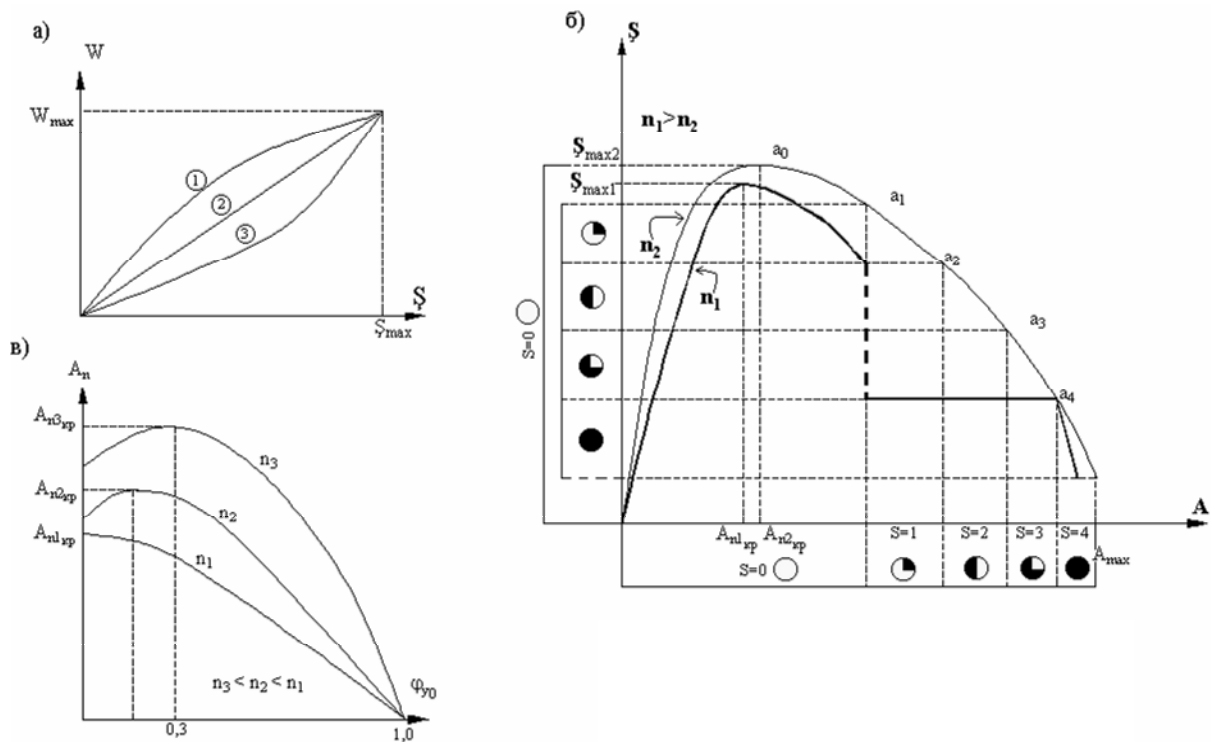


Рисунок 6 – Якісний вид функцій по даним дисертаційних досліджень
 а) $W=f_1(S)$; $S=f_2(F)$; $A_n=f_{3n}(\varphi_{VO})$

Немає доказів зворотного і твердження про те, що максимальна ефективність відповідає максимальній працездатності. Статистично це визначено так, а окремі випадки, які можна було б при визначеній натяжці трактувати як спростування даної гіпотези, представляється доцільним усе-таки вважати артефактами. Імовірніше всього залежність близька до лінійної (графік 2 на рис. 6.а).

Залежність A від S очевидним чином, нелінійна. Як уже говорилося, вона являє собою кусочно-безперервну функцію, схожу з U-подібною інвертованою кривою аж до точки a_1 (див. рис. 6.б). У точці a_0 , яка відповідає значенню $A_{кр.}$ (див. рис. 4), функція досягає максимуму, тобто вже згаданій величини S_{max} . У точках a_1, a_2, a_3, a_4 – можуть спостерігатися як злами (при відсутності катастрофічних стрибків), так і розриви першого роду. З рис. 6.б) також добре спостерігається якісна залежність АП від стану S . Однак, як впливає з подальших міркувань, навіть на якісному рівні складно визначити границю переходу від фонові АП до АЕП:

$$АП = (\text{фонова АП}) \cup (АЕП). \quad (1)$$

Залежність A_n від φ_{VO} визначити складніше всього. Справа в тім, що:

а) очевидно, що якщо $\varphi_{VO}=0$, величина $A_n \neq 0$;

б) у польоті, навіть у фоновому, рівність $\varphi_{VO}=0$ можна вважати лише умовною, скоріше $\varphi_{VO} \rightarrow 0$ при відсутності ОВ;

в) якщо для осіб з високим нейротизмом (n_1) на рис. 6в) у цілому можна говорити, що при $\varphi_{VO} > 0$, величина $A_n > A_{n1,кр.}$, то для осіб з низьким нейротизмом, близьким до нульового (n_3), оптимальна активація ($A_{n3,кр.}$) буде досягатися тільки при ускладненні умов польоту $\varphi_{VO} \approx 0,3$. Довести суворо подібне твердження поки не представляється можливим, але дані, що вказують на такий висновок, є. Вважаємо можливими і проміжні варіанти;

г) з даних аналізу випливає, що для осіб з меншими значеннями нейротизма оптимальна активація повинна бути вище, ніж для осіб з великим його значенням ($n_1 < n_2 < n_3 \Rightarrow A_{n_1 \text{ кр.}} > A_{n_2 \text{ кр.}} > A_{n_3 \text{ кр.}}$). Виходячи з цих міркувань, відповідна залежність повинна мати вигляд, близький до графіків на рис. бв).

Звичайно, кількісне визначення залежностей f_1, f_2, f_3 виходить за межі наших досліджень, однак доказ порушення закону Йеркса-Додсона при виникненні ОВ і формулювання розглянутих залежностей на якісному рівні є новим науковим результатом, який надалі може бути використаним для оцінки працездатності ЧЛЕ в польоті. Це ще один можливий підхід до розробки математичних моделей врахування ЛЧ в екстремальних умовах експлуатації.

Список літератури

1. Изучение роли человеческого фактора при авиационных происшествиях и инцидентах // Человеческий фактор: Сб. м-лов № 7.- Циркуляр ИКАО 240-AN/144.- Монреаль, Канада: 1993.- 76 с.
2. Рева А.Н. Человеческий фактор и безопасность полетов: (Проактивное исследование влияния): Монография / А.Н. Рева, К.М. Тумьшев, А.А. Бекмухамбетов; Науч. ред. А.Н. Рева, К.М. Тумьшев. – Алматы: 2006. – 242 с.
3. Медведенко О.М. Критерії безпеки польотів в моніторингу авіаційних подій (Аналітичний огляд) / О.М. Рева, О.М. Медведенко // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Наук.-техн. ж. – Харків: Харківський національний аерокосмічний університет "ХАІ", 2008. - № 8 (57). – С.204-212
4. Сильвестров М.М. Автоматизация управления летательными аппаратами с учетом человеческого фактора / М.М. Сильвестров, Л.М. Козиоров, В.А. Пономаренко. - М.: Машиностроение, 1986.- 184с.
5. Эксплуатационные последствия автоматизации в оборудованных передовой техникой кабинах экипажа // Человеческий фактор: Сб. м-лов №5.- Циркуляр ИКАО 234 – AN /142.- Монреаль, Канада: 1992.- 53 с.
6. Эргономика // Человеческий фактор: Сб. м-лов №6.- Циркуляр ИКАО 238 – AN / 143. – Монреаль, Канада: 1992.- 46с.
7. Зайцев Г.Н., Микинелов А.Л., Чепига В.Е. Моделирование лётной эксплуатации. – СПб.: Академия ГА, 1999. – 124 с.
8. Джафарзаде Р.М. Разработка метода подготовки членов экипажа воздушного судна на основе оценки опасности особых ситуаций: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. по специальности 05.22.14 "Эксплуатация воздушного транспорта" – СПб.: Академия ГА, 1999
9. Фресс П. Экспериментальная психология / П. Фресс, Ж. Пиаже. – Вып. V - М.: Прогресс, 1975. - 284 с.
10. Психология. Учебник / Под ред. А.А. Крылова. – М.: «Проспект», 1999. – 584 с.
11. Yerkes R.M. The relation of strength of stimulus to rapidity of habit formation. / R.M. Yerkes, J.D. Dodson // J.comp.neurol.psychol., 1908 - №18. - p.458-482.
12. Справочник по космической биологии и медицине / Под ред. А.И. Бурназяна, О.Г.Газенко. - М.: Медицина, 1983. - 352 с.
13. Карапетян Г.С. Предупреждение неблагоприятных событий в полете, обусловленных деятельностью экипажа / Г.С. Карапетян, Н.Ф. Михайлик, С.П. Пичко, А.И. Прокофьев. - М.: Транспорт, 1989. - 173 с.
14. Руководство по обучению в области человеческого фактора. (Дос. 9683-AN/950). – Издание первое. – Канада, Монреаль, ИКАО, 1998. – 333 с.
15. Лейченко С.Д. Человеческий фактор в авиации: Монография в 2-х кн. / С.Д. Лейченко, А.В. Малышевский, М.Ф. Михайлик. - Кн. 1. – СПб - Кировоград, 2006. – 480 с.; Кн. 2. – СПб – Кировоград, 2006. – 512 с.
16. Ленгаров А.О. Оценка работоспособности члена экипажа воздушного судна в особых ситуациях: Автореф. дисс... канд. техн. наук по специальности 05.22.14 "Эксплуатация воздушного транспорта". - СПб.: Академия ГА, 1998
17. Лобарь С.Г. Совершенствование методов профессиональной подготовки членов экипажа воздушного судна к действиям в особых ситуациях полёта: Автореф. дисс... канд. техн. наук по специальности 05.22.14 "Эксплуатация воздушного транспорта". - СПб.: Академия ГА, 2002
18. Михайлик Н.Ф., Цитцер В.А. Исследования возможности использования теории катастроф для оценки работоспособности пилота в особой ситуации // Оптимизация лётной эксплуатации и профессиональной подготовки летного состава. Психофизиологические проблемы

- профессиональной рабо-госпособности специалистов гражданской авиации. - СПб.: Академия ГА, 1994. - С.98-106
19. CRM России: Тренинг сильного командира (пятая редакция). Методическое пособие по проведению тре-нинга (часть четвертая) / Сост.: А.В.Малишевский, Н.Ф.Михайлик. – СПб.: АГА, 2000. – 89 с.
 20. Медведенко О.М. Екстремальна працездатність пілота-оператора як критерій безпеки польотів в особливих ситуаціях // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету. – Вип. 19. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С.128-134
 21. Рева О.М. Прапори катастроф в етіології авіаційних подій / О.М.Рева, О.М.Медведенко, М.Ф. Михайлік // Вісник НАУ: Наук. ж. – К.: НАУ, 2008. - № 3.- С.99-107
 22. Малишевский А.В. Возможности использования средств объективного контроля для оценки экстремальной работоспособности оператора / А.В. Малишевский, Н.Ф. Михайлик, Р. Паксас // Проблемы эксплуатации и совершенствования транспортных систем. – Сб. науч. тр. Академии ГА - №12 (81), - Т.IX, - часть 2. – СПб.: Академия ГА, 2004. – С.20-27
 23. Медведев В.И. Терминология инженерной психологии. Справочник / В.И. Медведев, А.М. Парачев. - Л.: Военно-медицинская ордена Ленина Краснознаменная академия им. С.М.Кирова, 1971. - 112с.

Опираясь на данные детального анализа статистики авиационных происшествий, доказана возможность нарушения известного закона Йеркеса-Додсона в особых ситуациях полета и предложено использовать полученные результаты для разработки моделей учета человеческого фактора в экстремальных условиях эксплуатации самолетов.

Guided by the data of a detailed analysis of air crashes statistics, possibility of infraction of the well-known law of Yerkes-Dodson while special flight cases is proved. It is suggested to use the received results to work out patterns of human element registration under extreme conditions of an aircraft operation.

Обґрунтування підходу підвищення точності ідентифікації співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням

У статті приведені результати аналізу по обґрунтуванню підходу підвищення точності ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині з циркулюючим навантаженням. Доведено, що допустиму помилку ідентифікації технологічного параметра можна забезпечити оптимізацією точнісних характеристик вимірювальних засобів.

кульовий млин, співвідношення руда/вода, ідентифікація, підвищення точності, оптимізація

Кульові млини з циркулюючим навантаженням отримали широке розповсюдження в рудопідготовці. Вони відрізняються великим споживанням електричної енергії, куль і футерівки. Їх оптимальна робота забезпечується при вмісті твердого 80...82%. Відсутність точних засобів ідентифікації цього параметра приводить до перевитрати електричної енергії, куль, футерівки і до зменшення продуктивності по готовому продукту, що не відповідає положенням законодавства України про ресурсозберігаючі технології в енергетиці та промисловості. Дана стаття спрямована на розв'язання цих задач. Крім того, вона направлена на виконання теми "Комп'ютерно інтегрована система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням" (реєстраційний номер 0105U008334). Оскільки засоби з необхідною точністю ідентифікації технологічного параметра відсутні, а вручну його підтримувати не можливо, тема статті, спрямованої на розв'язання цього завдання, є актуальною.

Дослідження цих процесів і засобів проводять як зарубіжні, так і вітчизняні вчені. В Україні в різні роки цю задачу розв'язували В.О. Бунько, О.М. Марюта, Ю.Г. Качан, Є.В. Кочура, В.І. Дмитрієв, А.А. Саганенко, А.П. Савілов, Г.Г. Кононенко, В.В. Дядюра, В.Г. Дейнега, Ю.М. Кайгородцев та ін. Розроблені засоби не отримали широкого розповсюдження на збагачувальних фабриках. Запропонована в останній час математична модель для ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині [1] чутлива до похибок вимірювальних засобів, які використовують в даному процесі. Вплив похибок на визначення технологічного параметра системно не вивчався, не відпрацьовані підходи забезпечення необхідної точності ідентифікації співвідношення руда/вода.

Метою даної роботи є обґрунтування підходу підвищення точності ідентифікації співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням.

Співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням можливо ідентифікувати відповідно математичній моделі [1]

$$K_{p/s} = \frac{A(K_n, \delta_p) \cdot (Q_n - Q_{вжс}) + Q_p}{Q_{вм} + Q_{вжс} + K_n [A(K_n, \delta_p) \cdot (Q_n - Q_{вжс})]}, \quad (1)$$

де $A(K_n, \delta_p)$ – величина, що визначається вмістом вологи K_n в пісках класифікатора та густиною δ_p руди;

Q_n – об'ємна витрата пульпи у пісковому жолобі класифікатора;

$Q_{вжс}$, $Q_{вжм}$ – відповідно об’ємна та масова витрата води у пісковий жолоб класифікатора;

Q_p – масова витрата руди в кульовий млин;

$Q_{вм}$ – масова витрата води в кульовий млин.

Залежність (1) достатньо складна, в неї входить ряд змінних, які визначаються з певними похибками. При визначенні сумарної похибки випадкових величин результат виражають залежністю [2]

$$\Delta Z = \sqrt{\sum_{j=1}^m E_j^2}, \quad (2)$$

де E_j – частинні похибки.

Якщо при цьому одна з частинних похибок дає величину $\sqrt{(\Delta Z)^2 - E_k^2}$, для якої справедливо

$$\frac{\Delta Z}{\sqrt{(\Delta Z)^2 - E_k^2}} < 1,05, \quad (3)$$

то цією похибкою можна знехтувати [2].

З (3) можна записати

$$E_k < 0,3\Delta Z. \quad (4)$$

Цю залежність називають критерієм незначних похибок. При великій кількості похибок оцінюють суми квадратів частинних похибок

$$\sqrt{E_k^2 + E_{k+1}^2 + \dots} < 0,3\Delta Z. \quad (5)$$

Використання критерію незначних похибок при аналізі частинних похибок вимірювань дозволяє виокремити ті величини, які суттєво впливають на похибку результату. Підвищення точності вимірювання цих величин дозволяє зменшити сумарну похибку. Однак оцінити похибки на початковому етапі досліджень немає можливості. Тому скористаємося іншим шляхом – визначенням і оцінюванням частинних чутливостей $K_{p/v}$ (1) до окремих параметрів, оскільки чутливість є непрямою оцінкою впливу неточності вимірювання окремого параметра на кінцевий результат. Рівень чутливості співвідношення руда/вода до певного технологічного параметра передбачає конкретизацію вимог до точності вимірювання тієї чи іншої величини. Встановлено, що відносна чутливість співвідношення руда/вода до технологічних параметрів має значні рівні, які відрізняються як за знаком, так і за величиною [1]. Тому додатково вивчався вплив зміни похибки вимірювання параметрів технологічного процесу на значення співвідношення руда/вода. Характерним є те, що похибка співвідношення руда/вода менша похибки визначення будь-якого технологічного параметра. При малих циркулюючих навантаженнях відбуваються більш суттєві зміни в характері впливу точності визначення технологічних параметрів на співвідношення руда/вода. Ці похибки можуть досягати суттєвих значень при неточності вимірювання технологічних параметрів [1]. Особливість даного дослідження полягає в тому, що воно визначає вплив кожного окремого параметра на кінцевий результат, а не їх усієї сукупності.

В процесі реалізації засобу ідентифікації співвідношення руда/вода похибки визначення технологічних параметрів будуть одночасно впливати на значення $K_{p/v}$. Зрозуміло, що в кожний окремий момент часу похибка вимірювання або відхилення того чи іншого технологічного параметра від приписаного значення може приймати знак “плюс” або “мінус”. Це буде випадковий процес. Оскільки знак похибки визначення параметра по різному впливає на результуючу похибку співвідношення руда/вода, $\delta_{K_{p/v}}$ також буде являти собою випадковий процес. Однак можна встановити межі зміни відносної похибки співвідношення руда/вода в даному процесі.

Граничне значення результуючої похибки співвідношення руда/вода буде при малоїмовірній ситуації – коли всі похибки вимірювання технологічних параметрів приймуть однаковий знак. Друга малоїмовірна ситуація відповідає іншій граничній умові. Вона буде мати місце тоді, коли похибки вимірювання будуть мати різні знаки і найбільш несприятливе їх поєднання.

Якщо всі технологічні параметри вимірюються з однаковими похибками, які мають однаковий знак, то навіть при відносній похибці параметрів у 5 % відносна похибка визначення співвідношення руда/вода не перевищує 1,1 %. Це буде нижня межа помилки ідентифікації параметра. Дана помилка може бути практично зменшеною в двічі, якщо в технологічному процесі вологість пісків класифікатора, густина руди та витрата води в пісковий жолоб будуть незмінними і точно заданими.

Якщо всі технологічні параметри вимірюються з однаковими похибками, а їх знаки приймають саме несприятливе поєднання, то результуюча похибка ідентифікації співвідношення руда/вода значно зростає. При вимірюванні технологічних параметрів, наприклад, з тією ж похибкою 5 %, результуюча похибка ідентифікації співвідношення руда/вода складе дещо більше 10 %. Її значно (до 6 %) можна зменшити при умові незмінності і високій точності задання значень вологості пісків класифікатора, густини руди та витрати води в пісковий жолоб класифікатора. Це буде верхня (теоретична) межа помилки ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині, оскільки реально вона існувати не може навіть у малоїмовірних ситуаціях в наслідок значно вищої точності більшості існуючих вимірювальних засобів.

Фактична похибка ідентифікації параметра $K_{p/w}$ буде знаходитись десь між визначеними границями, оскільки наближення реальної ситуації вимірювання технологічних параметрів до граничних умов малоїмовірне. Така фактична похибка задовольняє вимогам технологічного процесу.

Зміни контрольованих параметрів приводять до відхилень значень співвідношення руда/вода на вході у кульовий млин. Зважаючи на це, можливо розглядати не самі зміни контрольованих параметрів, а похибку їх визначення при певних значеннях, оскільки вона характеризує сам параметр відхилений в бік збільшення або зменшення на певну відносну величину. Такий підхід дозволяє розглядати задачу оптимізації точнісних характеристик блока ідентифікації співвідношення руда/вода. Дана задача відноситься до статичної оптимізації. Ця задача є актуальною тому, що існують проблеми з точністю визначення об'ємної витрати пульпи. Метою оптимізації в даній задачі є забезпечення необхідної точності ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині при обмежених ресурсах точності засобів вимірювання технологічних параметрів.

Об'єктом оптимізації виступає блок ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині. Об'єкт оптимізації підрозуміває виокремлення чотирьох груп параметрів – вхідних, управляючих, збурюючих та вихідних. До вхідних параметрів в даному процесі необхідно віднести витрату руди та води в кульовий млин, витрату пульпи у пісковому жолобі. Управляючі параметри – це ті, на які можливо здійснювати прямий вплив у відповідності з тими чи іншими вимогами, що дозволяє керувати процесом. За змістом даної задачі до управляючих параметрів слід віднести похибки вимірювання витрати руди та води в кульовий млин, витрати пульпи в пісковому жолобі класифікатора. Збурюючі параметри змінюють свої значення в часі випадковим чином. Вони звичайно не доступні для вимірювання. Збурюючими параметрами в даній задачі виступають густина руди, вміст вологи в пісках класифікатора та витрата води в пісковий жолоб.

В даному випадку замість вихідних параметрів доцільніше використовувати термін “параметр стану”, оскільки ця величина саме характеризує стан матеріалу в

кульовому млині. Таким параметром є співвідношення руда/вода в кульовому млині. Як видно, даний об'єкт оптимізації містить три змінних – ΔQ_p , ΔQ_v , ΔQ_n .

Математичною моделлю даного об'єкта оптимізації є вираз (1).

Обмеження на вхідні величини тут задаються у вигляді нерівностей:

$$Q_{p \min} \leq Q_p \leq Q_{p \max}; Q_{v \min} \leq Q_v \leq Q_{v \max}; Q_{n \min} \leq Q_n \leq Q_{n \max}.$$

Для розв'язання задачі необхідно визначитись з критерієм оптимальності. В якості критерію оптимальності може бути висунута вимога забезпечення відносної похибки ідентифікації співвідношення руда/вода в кульовому млині, що дорівнює деякому максимально допустимому значенню. В процесах збагачення таку величину приймають на рівні $\pm 3,0\%$ [3]. Тому критерій оптимальності в даній задачі встановимо $J = \delta_{K_{p/v}}$, $\% < 3,0\%$ [4].

Виходячи з розглянутого та враховуючи число змінних, вид математичної моделі та вид обмежень, приходимо до висновку, що для розв'язання даної задачі оптимізації підходить метод динамічного програмування [5].

Метод динамічного програмування є ефективним засобом розв'язання задач оптимізації дискретних багатостадійних процесів, для яких загальний критерій оптимальності описується адитивною функцією критеріїв оптимальності окремих стадій [6]. Зокрема, даний метод являє собою алгоритм визначення оптимальної стратегії управління на всіх стадіях процесу [7]. Закон управління на кожній стадії звичайно знаходять шляхом розв'язання частинних задач оптимізації послідовно для всіх стадій процесу за допомогою методів дослідження функцій класичного аналізу або методів нелінійного програмування. Результати розв'язання звичайно отримують у вигляді таблиць.

Раніше, ніж перейти до питань практичної реалізації оптимального режиму, звичайно оцінюють чутливість оптимального розв'язку до зміни управляючих діянь – похибки витрати води в кульовий млин $\pm \Delta Q_v$, руди $\pm \Delta Q_p$, пульпи $\pm \Delta Q_n$. Однак, в даному випадку чутливість до зміни управляючих діянь визначати немає необхідності, оскільки вимірювальні прилади завжди забезпечують свій клас точності.

Під чутливістю оптимуму звичайно розуміють величину відносної зміни критерію оптимальності при відхиленні управляючих діянь від оптимальних значень. Однак в дане поняття чутливості оптимуму звичайно відносять не лише залежність критерію оптимальності від управляючих діянь, але також і від останніх параметрів математичної моделі, для яких в процесі моделювання необхідно задавати числові значення. До таких параметрів відносять вхідні та збурюючі впливи об'єкта оптимізації.

Аналіз показує, що відбувається компенсація впливу зміни вмісту вологи в пісках класифікатора. Розрахунки, проведені на персональному комп'ютері, показують, що при зміні вмісту вологи в пісках класифікатора від 10 до 14 % похибка визначення $K_{p/v}$ не виникає.

Ефект стабілізації забезпечується і відносно густини твердого δ_r . Розрахунки, виконані на персональному комп'ютері для різних режимів роботи, показують, що в межах максимально можливих змін густини твердого від 3,1 до 3,5 т/м³ співвідношення руда/вода не змінюється.

Витрата води в пісковий жолоб класифікатора, яка стабілізується і виступає збурюючим фактором, буде вносити певну похибку у визначення співвідношення руда/вода.

Отже, результуюча похибка визначення співвідношення руда/вода буде дорівнювати

$$\delta_{K_{(p/v)\Sigma}} = \frac{100}{K_{(p/v)\delta}} \sqrt{[K_{(p/v)\delta} - K_{(p/v)p}]^2 + [K_{(p/v)\delta} - K_{(p/v)\delta}]^2 + [K_{(p/v)\delta} - K_{(p/v)n}]^2 + [K_{(p/v)\delta} - K_{(p/v)\delta}]^2}, \quad (6)$$

де $K_{(p/v)\delta}$ – співвідношення руда/вода, отримане при максимальному відхиленні витрати води у пісковий жолоб в наслідок неточності системи дозування;

$K_{(p/v)\delta}$ – базове співвідношення руда/вода при вимірюванні всіх технологічних параметрів без похибки.

Залежність (6) дозволяє визначити результуючу помилку ідентифікації співвідношення руда/вода на вході кульового млина в залежності від похибок визначення масової витрати руди, води в технологічний агрегат, об'ємної витрати пульпи в пісковому жолобі та води, що подається в нього.

Таким чином, найкращі результати при ідентифікації співвідношення руда/вода можна отримати шляхом оптимізації точніших характеристик математичної моделі. Даний підхід забезпечує отримання необхідної точності визначення співвідношення руда/вода в умовах порівняно великих похибок вимірювання витрати пульпи у пісковому жолобі класифікатора. Точність отримання $K_{p/v}$ можна значно підвищити, зменшивши похибку вимірювання витрати пульпи в пісковому жолобі класифікатора до $\pm 3,0\%$.

Проведені дослідження дозволяють оптимізувати точнісні характеристики блока ідентифікації співвідношення руда/вода к кульовому млині. При цьому, враховуючи самий складний параметр – об'ємну витрату пульпи в пісковому жолобі класифікатора, можливо так підібрати інші вимірювальні засоби, щоб забезпечити допустиму точність визначення співвідношення руда/вода $K_{p/v}$.

Список літератури

1. Кондратець В.О. Ідентифікація співвідношення руда/вода на вході кульового млина /В. Кондратець, О. Сербул //Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. – 2006. – № 17. – С. 265-272.
2. Рудзит Я.А. Основы метрологии, точность и надежность в приборостроении /Я. Рудзит, В. Плуталов. – М.: Машиностроение, 1991. – 304 с.
3. Автоматический контроль и регулирование технологических процессов на железорудных обогатительных фабриках /Гончаров Ю.Г., Давидкович А.С., Гейзенблазен Б.Е, Гуленко Г.В.]. – М.: Недра, 1968. – 227 с.
4. Кондратець В.О. Комп'ютерно інтегрована система автоматичного управління співвідношенням руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням /В. Кондратець, О. Сербул //Академический вестник. – 2006. – № 17-18. – С. 37-41.
5. Исследование операций /[Майзер Х., Эйджин Н., Тролл Р. и др.]: пер. с англ. под ред. Дж. Моудера, С. Элмаграби. – М.: Мир, 1981. – [1] – 712 с. – (в 2т., т.1 “Методологические основы и математические методы”).
6. Дегтярев Ю.И. Исследование операций /Дегтярев Ю.И.– М.: Высшая шк., 1986. – 320 с.
7. Вентцель Е.С. Исследование операций. Задачи, принципы, методология /Вентцель Е.С. – М.: Высшая шк., 2001. – 208 с.

В статье приведены результаты анализа по обоснованию подхода повышения точности идентификации соотношения руда/вода в шаровой мельнице с циркулирующей нагрузкой. Доказано, что допустимую ошибку идентификации технологического параметра можно обеспечить оптимизацией точностных характеристик измерительных средств.

In article are brought results of the analysis on motivation of approach increasing of accuracy to identifications of the correlation ore/water in ball mill with circulating load. It is proved that possible mistake to identifications of the technological parameter possible to provide at optimization an accuracy features of the measuring facilities.

Дослідження руху молольних тіл і пульпи в барабані кульового млина з метою ідентифікації завантаження

У статті приведені результати дослідження руху молольних тіл в поперечному перерізі й вздовж барабана. Виокремлена закономірність розташування та руху куль у поперечних перерізах, встановлені перемішувачі властивості кульового млина.

кульовий млин, рух молольних тіл, розташування куль, підстеляючий шар, перемішування пульпи

На рудозбагачувальних фабриках для подрібнення руди класів 0...25 мм використовують кульові млини, які відрізняються великою енергоємністю, витратами молольних тіл і футеровки. Відсутність засобів ідентифікації завантаження рудою даних технологічних агрегатів приводить до їх недовантаження і, як наслідок, перевитрати електричної енергії, куль і футеровки. Це не дозволяє здійснити передбачений законодавством України напрям реалізації ресурсозберігаючих технологій в промисловості. Враховуючи, що задача ідентифікації завантаження кульових млинів рудою не розв'язана, тема статті є актуальною.

Даний науковий напрям розробляє ряд зарубіжних і вітчизняних вчених. В Україні ці дослідження здійснюють в різні роки А.Г. Астахов, М.В. Федорівський, В.О. Бунько, О.М. Марюта, Ю.Г. Качан, Є.В.Кочура, А.С. Давидкович та ін. Звукометричні засоби ідентифікації завантаження кульових млинів рудою отримали найбільше розповсюдження, однак вони не забезпечують достатньої точності визначення технологічного параметра. На дані засоби чи пристрої іншого типу сильний вплив здійснюють молольні тіла і пульпа, що знаходяться у його барабані, однак їх рух системно ніхто не вивчав.

Метою даної роботи є системне дослідження руху молольних тіл і пульпи в барабані кульового млина, що подрібнює вихідну руду збагачувальної фабрики.

Об'єм пульпи у барабані млина суттєво впливає на його продуктивність. Застосування кульового млина нового типу – з низьким рівнем зливу пульпи дозволяє позбавитись від недоліків традиційних технологічних агрегатів. Нові кульові млини, крім того, мають ще ряд переваг над існуючими пристроями для подрібнення руди [1]. В даних млинах об'єм пульпи, що знаходиться у барабані, оптимізований і при роботі зберігається незмінним. Він забезпечує покриття підстеляючого шару куль по всій довжині барабана [1]. Тому дослідження слід спрямовувати на використання нового типу кульових млинів.

У збагачувальній галузі в основному використовують водопадний режим роботи кульових млинів. У водопадному режимі після піднімання куль і руди на певну висоту вони відриваються від поверхні барабана і далі рухаються у вільному польоті по параболічним траєкторіям. Подрібнення здійснюється в основному ударом і частково перетиранням і роздушуванням. Кулі зовнішнього шару, притиснутому до футеровки, при відриві рухаються по параболічній траєкторії і переходять у коловий рух після удару по внутрішній стінці барабана. Швидкість руху кулі перед ударом з врахуванням

отриманої в [2] залежності і значень лінійної швидкості при обертовому русі, колової частоти обертання, швидкості обертання та кута відриву куль можна виразити залежністю

$$v = 2\pi\psi n_{кр} R \sqrt{1 + 8 \sin^2(\arccos \psi^2)}, \quad (1)$$

де ψ – частка швидкості обертання барабана кульового млина від критичної $n_{кр}$;
 R – внутрішній радіус барабана млина.

В залежності (1) параметри $n_{кр}$ і ψ є незмінними, а внутрішній радіус барабана млина змінюється в наслідок зносу футеровки. Тому швидкість куль зовнішнього шару в момент удару по футеровці млина у водоспадному режимі роботи кульового млина в процесі експлуатації не є постійною величиною.

У водоспадному режимі роботи кульового млина в наслідок руху куль по параболічній траєкторії число повних циклів руху молотного тіла перевищує кількість обертів барабана технологічного агрегата за певний відрізок часу. Таке підвищення оцінюють числом циклів кулі за час одного оберту барабана млина, яке визначають за залежністю [2]

$$Ц = \frac{t_{II}}{T} = \frac{\pi}{(\pi - 2\alpha) + \sin 2\alpha}, \quad (2)$$

де t_{II} – час одного оберту барабана млина;

T – час одного циклу руху кулі;

α – кут відриву кулі від поверхні футеровки.

Як видно з (2), число циклів кулі залежить від кута відриву α . Показник не однаковий для різних шарів куль при незмінній швидкості обертання барабана млина. Для куль певного шару показник змінюється при зміні швидкості обертання барабана млина. Враховуючи, що $\cos \alpha = \psi^2$, швидкість обертання барабана $n = \psi n_{кр}$, а критична швидкість обертання барабана млина залежить від його внутрішнього діаметра, то число циклів кулі буде дещо змінюватися при зносі футеровки.

Прийняті Е.В. Девісом допущення і створена ним теорія роботи кульових млинів здебільшого стосуються водоспадного режиму і достатньо добре описують процеси в технологічному агрегаті. В подальших дослідженнях було встановлено, що куля, яка відірвалася від футеровки, рухається по ланцюговій лінії. Однак математичний апарат для визначення кінематичних і динамічних параметрів кульового млина з врахуванням внесених уточнень виявився настільки складним, що при практичному використанні доцільно було спростити висновки, замінивши ділянку ланцюгової лінії параболою і звівши задачу до класичної теорії кульового млина. В той же час Н.П. Неронов встановив [3], що теоретично зовнішній шар куль може переходити на траєкторії, які відповідають чисто водоспадному режиму, при швидкості обертання, більшій або рівній 84% від критичної. Частоти обертання кульових млинів у промислових умовах складають в основному 68...82% від критичної. Це вказує на те, що двофазний цикл руху куль по класичній теорії Девіса практично нездійснений на практиці. Нереальність двофазного циклу руху куль у млинах при режимах роботи промислових агрегатів показана і в роботі [4].

Експериментальними дослідженнями, які проводилися поряд з теоретичними, встановлено, що розподіл кульового завантаження в кульовому млині дійсно відрізняється від запропонованого класичною теорією [5]. Встановлено, що при параметрах механічних режимів, які використовують у промисловості, характерним є

наявність зони п'яти, де відбувається інтенсивне подрібнення розтиранням і ударом, а також знос молольних тіл та футеровки. Крім того, у поперечному перерізі барабана створюється малорухоме ядро, навколо якого по замкнутим траєкторіям циркулюють останні кулі. Дослідженнями, проведеними на початку нового століття [6], підтверджено, що при роботі кульових млинів в режимах наближених до промислових умов, двофазний цикл руху куль не реалізується. На практиці контур зовнішнього шару кульового завантаження є трифазним. Рух куль зовнішнього шару можна подати наступними трьома складовими: підняття по коловим траєкторіям; рух по параболічним траєкторіям; відкочування по п'яті до футеровки. Кулі рухаються по замкнутим траєкторіям. Отже, режим роботи більшості кульових млинів у промислових умовах відповідає змішаному. При цьому режимі контакт зовнішнього шару куль з футеровкою відбувається в зоні п'яти.

Більш детально рух куль зовнішнього шару при змішаному режимі роботи кульового млина можна простежити по рис. 1.

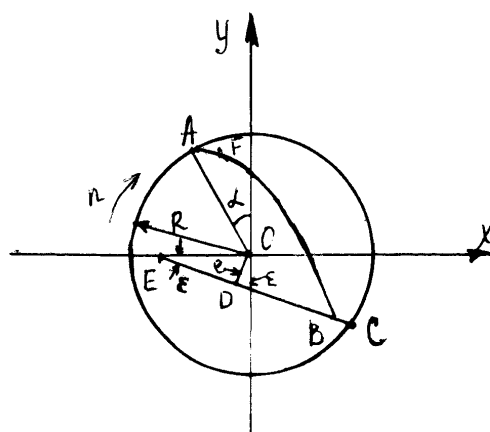


Рисунок 1 - Контур зовнішнього шару завантаження при змішаному режимі роботи кульового млина

Кулі з точки С до точки А рухаються по коловій траєкторії, а з точки А до точки В, яка знаходиться на зовнішній поверхні п'яти – по параболі. Далі куля рухається по прямій ВС до футеровки. Пряма ЕС описується рівнянням [6].

$$y = -\frac{e}{\cos \varepsilon} - (x - R \sin \alpha) \operatorname{tg} \varepsilon - R \cos \alpha. \quad (3)$$

Отже, перед ударом по футеровці куля зовнішнього шару рухається по нахиленій прямій на відстані, що дорівнює довжині відрізка ВС, зі швидкістю v_k . При підвищених частотах обертання барабана кулі зовнішнього шару можуть перейти на траєкторії двофазного циклу. Тоді швидкість руху куль буде максимальною і визначиться за залежністю (1), оскільки молольні тіла наносять удари по футеровці з параболічних траєкторій.

При падінні куль на п'яту відбувається їх гальмування, далі молольні тіла пересуваються по зовнішньому контуру п'яти (прямій ВС) зі швидкістю значно меншою, ніж при русі по параболічній траєкторії. З переходом зовнішнього шару завантаження в режим, що відповідає двофазному циклу, швидкість руху куль стрімко зростає, оскільки гальмування на будь-яких ділянках траєкторії падіння молольних тіл відсутнє аж до удару по футеровці. Однак, навіть при переміщенні куль по поверхні п'яти, при ударі по футеровці буде відбуватися ефективне руйнування частинок руди, зважаючи на те, що молольні тіла діють на зерна подрібнюваного матеріалу з зусиллям,

яке у кілька разів перевищує оптимальне значення, обумовлене їх міцністними характеристиками [7].

У трифазному режимі руху завантаження величина ексцентриситету e абсолютної траєкторії куль зовнішнього контура п'яти, а також величина швидкості молольних тіл залежить не лише від параметрів механічного режиму, але і від типу футерувальних плит. На швидкість руху куль по нахиленій поверхні, крім того, будуть впливати рівень пульпи над поверхнею п'яти, співвідношення твердого до рідкого, крупність матеріалу та інші фактори. Однак, з розглянутого витікає, що, не дивлячись на те, що швидкість руху куль зовнішнього шару при ударі по футеровці змінюється під впливом значної кількості факторів, у певних умовах роботи кульового млина ця величина буде незмінною. Як стверджує С.Ф. Шинкоренко [1], зниження швидкості падіння куль у пульпі також практично не зменшує оборотність кульового завантаження, що дозволяє застосовувати для таких умов залежність (2).

У кульових млинах, що обертаються з порівняно великою швидкістю, спостерігається чітко виражене розшарування молольних тіл у поперечних перерізах барабана. Дрібні кулі за цих умов виходять на зовнішні ряди і, досягнувши футеровки, як би покривають її шаром, припиняючи доступ крупним молольним тілам. При цьому крупні кулі зосереджуються всередині завантаження. Розшарування куль по колу пояснюється тим, що центр маси малого молольного тіла може бути ближче до барабана млина, ніж центр маси великої кулі. В наслідок цього радіус обертання малих куль більший, а це означає, що більша і швидкість порівняно з крупними тілами. Таким чином, мала куля при обертанні барабана при наступних обертах піднімається вище і виявляється у зовнішньому шарі кульового завантаження. Більша ж куля має меншу швидкість, піднімається на меншу висоту і, відриваючись від футеровки, залишається в одному з внутрішніх шарів. В результаті великі кулі залишаються в середній частині завантаження і не змішуються з малими кулями у всій масі завантаження [8].

Як було показано раніше, в кульових млинах у певних перерізах зосереджуються кулі наближено однакових розмірів [9]. При дозавантаженні крупні кулі поступово переміщуються до розвантажувальної горловини млина. Зважаючи на ефект розшарування куль у окремому поперечному перерізі, можна стверджувати, що у зовнішньому шарі кульового завантаження будуть більш дрібні молольні тіла із наявного неширокого діапазону зміни їх розміру. Тобто, в конкретному поперечному перерізі барабана у зовнішньому шарі будуть зосереджені кулі практично одного розміру. При переміщенні крупних куль вздовж барабана вони не будуть потрапляти до зовнішнього шару.

Кульове завантаження у барабані млина взаємодіє з пульпою і крупними частинками руди. У динаміці сумарний об'єм пульпи, який знаходиться у барабані, складається з об'єму зони затоплення його нижньої частини з рівнем, що дорівнює рівню зливу млина, і об'єму пульпи, піднятої разом з кульовим завантаженням. Наприклад, для млинів з центральним розвантаженням при коефіцієнті заповнення об'єму кульовим завантаженням 0,4 і частотою обертання 0,8 від критичної злив млина над нижньою точкою барабана складає 0,38 його внутрішнього діаметра D [1]. Середня висота шару зливу пульпи у горловині млина складає 10 см. При цьому виділяють глибину занурення кулі зовнішнього шару в пульпу при падінні. Цей показник найкращий у кульових млинів нового типу з низьким рівнем зливу, де об'єм пульпи у барабані оптимізований і зберігається незмінним та забезпечує покриття шару підстелених куль по всій довжині технологічного агрегату.

Як встановив С.Ф. Шинкоренко, висота підстеляючого шару при звичайних режимах роботи в середньому складає $0,1 \dots 0,2D$ млина, а діаметр горловини при цьому повинен знаходитись в межах $0,6 \dots 0,8D$ [10]. Аналіз даних залежностей показує, що в

указаних межах зміни конструктивного і технологічного параметра необхідно найкращі співвідношення підбирати для кожного діаметра млина. Тоді в процесі експлуатації об'єм пульпи у барабані буде залишатись практично оптимальним. Наприклад, для млина з $D = 5,5$ м можна прийняти товщину шару куль $0,18D$, а діаметр горловини $0,6 D$. Тоді при незношеній футеровці товщиною 150 мм і рівні зливу 100 мм підстеляючий шар куль буде покривати шар пульпи 6 см. При спрацюванні футеровки без додаткового довантаження куль товщина покриваючого шару пульпи буде збільшуватися наближено до 16 см, що суттєво не буде впливати на роботу куль. З розглянутого видно, що умови руху куль змінюються і в наслідок зростання рівня пульпи, що знаходиться над підстеляючим шаром молотьних тіл, однак в конкретних технологічних ситуаціях вони залишаються постійними.

Подрібнювальна система неперервної дії в усталеному режимі роботи характеризується незмінністю подачі та видалення матеріалу, причому гранулометричний склад матеріалу в млині також залишається незмінним. Кульовий млин можливо розглядати як змішувач, в якому відбувається руйнування частинок. Якщо млин розглядати як ідеальний змішувач, то гранулометричний склад його продукту повинен співпадати з гранулометричним складом матеріалу, що знаходиться в будь-якій точці технологічного агрегату. Подрібнюючий агрегат можна розглядати як такий, що складається з ряду поперечних ділянок, в кожній з яких міститься однакова кількість матеріалу [11]. При такому поданні матеріал, що міститься в кінцевій ділянці, виявляється еквівалентним за складом продукту млина. На протязі однієї стадії перемішування певна частина матеріалу кожної ділянки буде пересуватися до розвантажувального кінця млина, інша – залишатися в межах тієї ж ділянки, а остання – переміщатися до завантажувального кінця в наслідок зворотного перемішування [11]. Закономірності переносу матеріалу на кожній ділянці будуть аналогічними. Однак при цьому існує загальний рух матеріалу за напрямом до розвантажувального кінця. Якщо матеріал з'явився на ділянці продукту млина, то це означає, що він вийшов з системи і не може бути підданий зворотному перемішуванню. Таке перемішування матеріалу відбувається в основному за рахунок повздовжнього руху пульпи, викликаного різницею в рівнях завантаження і розвантаження та динамічного тиску потоку, що падає на її поверхню.

Додаткове перемішування пульпи здійснюється при обертанні барабана, оскільки її частина захоплюється кулями і транспортується на верхню відмітку. При цьому створюється спадний потік матеріалу, який повертається разом з падаючими кулями у вихідний об'єм пульпи, здійснюючи таким чином її замкнений рух. Такий рух приводить до того, що частина пульпи переміщується по спіралеподібній кривій до розвантажувального кінця. Інтенсивне перемішування пульпи у кульовому млині разом з подрібненням твердого приводить до ефективного осереднення вмісту різних частинок руд в одиницях об'єму матеріалу не в розвантаженні технологічного агрегату, а значно раніше – на початкових ділянках руху складної суміші від завантажувальної горловини.

Густина пульпи в розвантаженні млина зв'язана з густиною пульпи в його барабані через імовірнісний коефіцієнт R_{II} [12], який знаходиться в межах $0 \dots 1$. Перше граничне теоретичне значення $R_{II} = 0$ відповідає повному розшаруванню твердої та рідкої фаз пульпи перед розвантаженням, а друге $R_{II} = 1$ – ідеальному перемішуванню.

Густина пульпи в барабані млина можливо визначити виразом [12]

$$\gamma_{\delta} = \frac{Q_{\text{exT}} \delta_T T_T}{Q_{\text{exT}} T_T + Q_{\text{exB}} T_B}, \quad (4)$$

де δ_T – густина твердого;

Q_{exT} , Q_{exB} – відповідно об'ємна витрата твердого та води, що подається у млин;

T_T, T_B – час перебування відповідно твердої фази та води в барабані млина.
Густину пульпи у розвантаженні млина можна визначити виразом

$$\gamma_{вих} = \frac{Q_{вихT} \delta_T}{Q_{вихT} + Q_{вихB}}, \quad (5)$$

де $Q_{вихT}, Q_{вихB}$ – відповідно об'ємна витрата твердого та води, з кульового млина.

Оскільки в усталеному режимі роботи млина $Q_{вихT} = Q_{вхT}, Q_{вихB} = Q_{вхB}$, то густину пульпи на виході технологічного агрегату можна подати залежністю

$$\gamma_{вих} = \frac{Q_{вхT}}{Q_{вхT} + Q_{вхB}}. \quad (6)$$

Значення імовірнісного коефіцієнта

$$R_{II} = \frac{\gamma_{вих}}{\gamma_{\delta}} = \frac{Q_{вхT} T_T + Q_{вхB} T_B}{(Q_{вхT} + Q_{вхB}) T_T}. \quad (7)$$

З залежності (7) слідує, що при $T_T \neq T_B$ млин володіє деякими класифікуючими властивостями. При цьому виконується нерівність $0 < R_{II} < 1$. Це може відбуватися при малих густинах пульпи та невеликій швидкості обертання барабана. Якщо $T_T = T_B$, млин веде себе як ефективний перемішувач [13]. При цьому $R_{II} = 1$. Це може відбуватися при значних густинах пульпи [12]. Оскільки залежність вмісту класу – 0,071 мм у зливні млина від вмісту твердого в пульпі має максимум при співвідношенні тверде/рідке 81...82% [14], то у виробничих умовах кульові млини експлуатують при високих вмістах твердого, що робить пульпу достатньо в'язкою. Отже, кульовий млин є ідеальним перемішувачем. В ньому матеріал добре осереднений і пульпа має рівномірно розподілені частинки твердого різних розмірів у її об'ємі.

Таким чином, у кожному поперчному перерізі млина молольні тіла наближено однакового розміру розшаровуються і у зовнішньому шарі розшаровуються найбільш дрібніші кулі практично однакового розміру. Кулі більших діаметрів, що рухаються від завантажувальної до розвантажувальної горловини млина у зовнішній шар не потрапляють. Молольні тіла у кульових млинах у зовнішньому шарі рухаються по трифазним траєкторіям – колу, параболі та прямій до стінки барабана. При переміщенні куль по прямій на поверхні п'яти при ударі по футеровці буде відчуватися ефективне руйнування частинок руди, зважаючи на те, що молольні тіла діють на зерна подрібнюваного матеріалу з зусиллям, яке у кілька разів перевищує оптимальне значення, обумовлене їх міцнісними характеристиками. Не дивлячись на те, що швидкість руху куль зовнішнього шару при ударі по футеровці змінюється під впливом значної кількості факторів, у певних умовах роботи кульового млина ця величина буде незмінною. Пульпа при обертанні барабана здійснює складні рухи, осереднюючи склад. Кульовий млин ідеально осереднює матеріал і пульпа має рівномірно розподілені частинки твердого різних розмірів у її об'ємі.

На підставі проведених досліджень відкривається перспектива вивчення умов концентрування крупних фракцій руди у пульпі на вході кульового млина та вздовж його барабана.

Список літератури

1. Шинкоренко С.Ф. Гидромеханика рабочей среды шаровых мельниц мокрого измельчения / С.Ф. Шинкоренко // Горный журнал. – 2002. – №7. – С.19 – 24.
2. Андреев С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. – М.: Недра, 1966. – 396 с.
3. Неронов Н.П. О новой теории шаровой мельницы и некоторых её приложениях // Известия АН СССР: (Отделение технических наук): статьи. / Н.П. Неронов – 1949. – С. 1061 – 1067.
4. Олевский В.А. О формуле Дэвиса для определения полезной мощности шаровой мельницы (по поводу статьи В.И. Златкина «Об одной, общей для барабанных мельниц, закономерности») / В.А. Олевский // Обогащение руд. – 1978. - №5. – С. 16 – 22.
5. Дун И.Ф. Влияние профиля футеровки барабана на процесс измельчения и износа в шаровой мельнице / И.Ф. Дун, В.А. Цукерман // Обогащение руд. – 1974. - №3. – С. 30 – 35.
6. Маляров П.В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки: [монография] / Маляров П.В. – Ростов-на-Дону: ООО «Ростиздат», 2004. – 320 с.
7. Воробьев Н.Д. Моделирование процесса измельчения в шаровых мельницах / Н.Д. Воробьев // Горный журнал. – 2004. - №5. – С. 65 – 68.
8. Дешко Ю.И. Измельчение материалов в цементной промышленности / Дешко Ю.И., Креймер М.Б., Крыхтин Г.С. – М.: Изд. лит. по строительству, 1966. – 272 с.
9. Кондратець В.О. Теоретичне дослідження усталених і перехідних режимів роботи куль та футеровки в млинах / В.О. Кондратець, О.М. Рева, М.О. Карчевська // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеve машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. – 2008. - №21. – С. 187 – 196.
10. Шинкоренко С.Ф. Технология измельчения руд черных металлов / Шинкоренко С.Ф. – М.: Недра, 1982. – 212 с.
11. Линч А.Дж. Циклы дробления и измельчения. Моделирование, оптимизация, проектирование и управление / Линч А.Дж.: пер. с англ. А.Р. Аксельрода, И.Ш. Зайденберга, Г.С. Мансурова: под ред. И.Ш. Зайденберга – М.: Недра, 1981. – 343 с.
12. Прокофьев Е.Ф. Упрощенная модель процесса мокрого измельчения в мельницах непрерывного действия // Вопросы автоматического управления процессами обогащения: (труды Свердловского горного института им. В.В. Вахрушева): статьи / Е.Ф. Прокофьев, А.Е. Троп, В.М. Аршинский. – Свердловск: Изд. СГИ, 1968. - №52. – С. 21 – 28.
13. Kellsall D.F.A. Study of breakage in a small continuous open-circuit wet ball mill / D.F.A. Kellsall // Canad Mining J. – 1965. - №10. – P. 25 – 29.
14. Справочник по обогащению и агломерации руд черных металлов / [Шинкоренко С.Ф., Маргулис В.С., Николаенко В.П. и др.]: под ред. С.Ф. Шинкоренко.- М.: Недра, 1964. – 527 с.

В статье приведены результаты исследования движения мелющих тел в поперечном разрезе и пульпы в поперечном разрезе и вдоль барабана. Выделена закономерность расстановки и движения шаров в поперечных разрезах, установлены смешивающие свойства шаровой мельницы.

In the article the results of research of motion of grindings bodies in a transverse section and mash are resulted in a transverse section and along a drum. Conformity to law of placing and motion of balls is selected in transverse sections, mixing up properties of ball mill are set.

Аналіз умов і засобів ідентифікації розрідження пульпи в приймальному пристрої завиткового живильника

У статті приведені результати аналізу умов ідентифікації розрідження пульпи в приймальному пристрої завиткового живильника та засобів її здійснення. Показано, що в зоні ідентифікації здійснюються складні коливання пульпи. Для вимірювання рівня і тиску пульпи найкраще підходить пневматична трубка, однак дані засоби потребують удосконалення.

розрідження, коливання пульпи, умови, пристрої ідентифікації, рівень, тиск, пневматична трубка

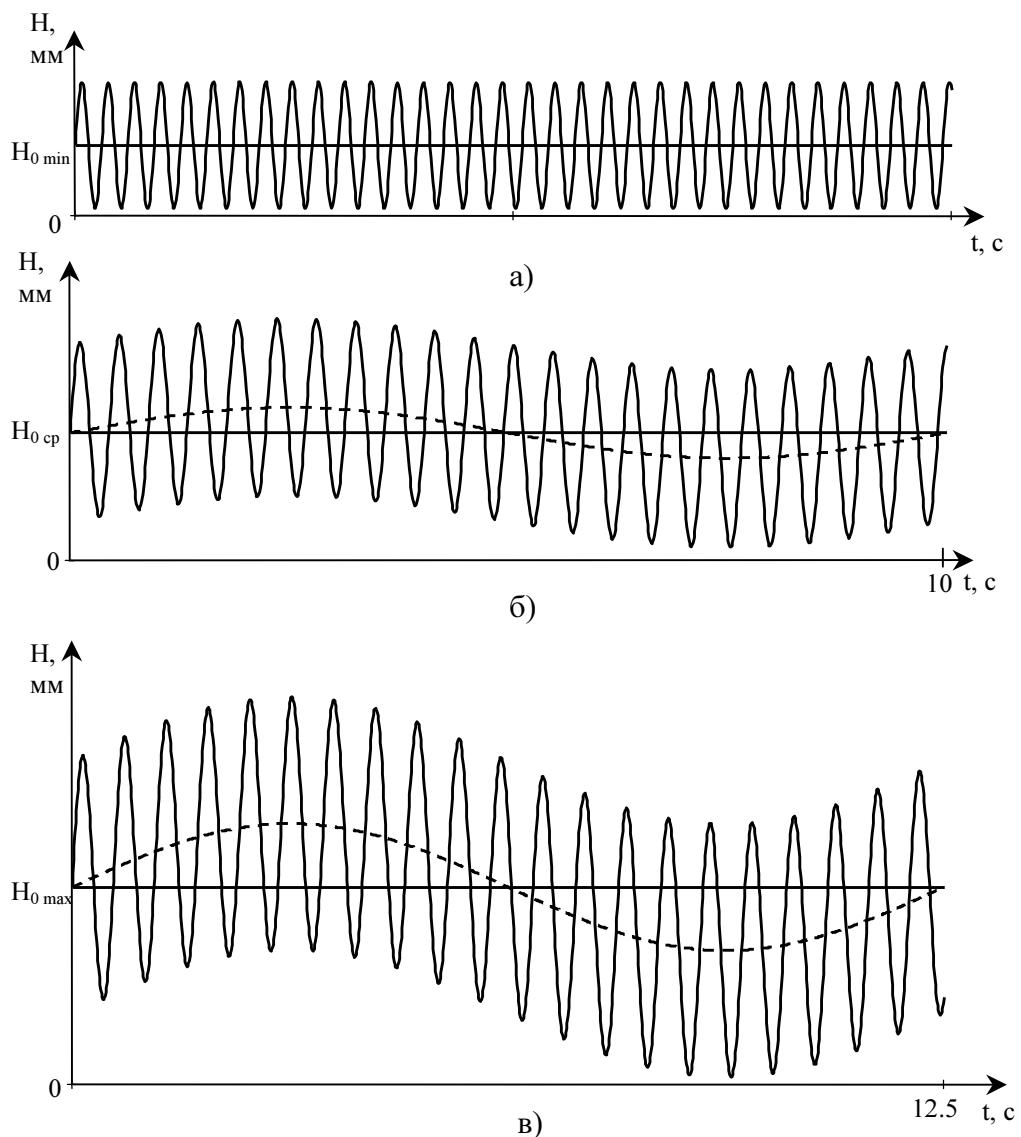
У збагачувальній галузі найбільш енерговитратним процесом є подрібнення руди. Міцні руди у першій стадії подрібнюють за схемою: стрижневий млин у відкритому циклі – спіральний механічний класифікатор – кульовий млин у замкнутому циклі. За цією схемою основне навантаження несе кульовий млин, що працює у замкнутому циклі з класифікатором. Ефективність його роботи в значній мірі залежить від розрідження пульпи – співвідношення тверде/рідке, оскільки воно впливає на ефективність роботи куль і транспортуючі можливості рідкого матеріалу. Найкраща ефективність роботи кульового млина забезпечується при вмісті твердого в пульпі 80...82%. Складні умови роботи даного кульового млина, що визначаються мокрим і в'язким вихідним живленням і циркулюючим навантаженням не дозволяють автоматично керувати цим процесом. Тому кульовий млин, який несе основне навантаження, працює далеко не в оптимальному режимі і, як наслідок, перевитрачає електричну енергію, кулі, футерівку і знижує продуктивність по готовому продукту. Такий стан роботи циклу подрібнення не відповідає вимогам законодавства України про ресурсозберігаючі технології в енергетиці та промисловості. Тому тема статті, спрямованої на розв'язання задачі ідентифікації розрідження пульпи в кульовому млині такого циклу подрібнення, є актуальною. Матеріали даної статті також спрямовані на виконання науково-дослідної роботи “Система комп'ютерної ідентифікації співвідношення тверде/рідке при подрібненні пісків класифікатора” (державний реєстраційний номер 0107U005470), яка є частиною розв'язання відміченої проблеми.

Задачу автоматичного підтримання заданого співвідношення руда/вода в млинах з циркулюючим навантаженням в різні роки розв'язують В.І. Дмитрієв, Д.А. Клименко, А.П. Савілов, А.А. Саганенко, А.Л. Яровіцин та інші. Розроблені засоби для автоматизації циклу подрібнення, що розглядається, не підходять. Для кульових млинів, які подрібнюють піски класифікатора, Ф.М. Дегтярьовим, О.О. Мерзляковим, В.О. Кондратцем, В.І. Новохатьком, М.І. Кучмою та Т.І. Гуленком розроблено пристрій, що дозволяє достатньо ефективно стабілізувати співвідношення тверде/рідке, однак тут не подолана небезпека забивання каналу витратоміра пульпи у пісковому жолобі класифікатора скрапом та сторонніми предметами. Впродовж тривалого часу інші засоби не розроблялися. В.О. Кондратець і А.М. Мацуй запропонували підхід ідентифікації розрідження пульпи в приймальному пристрої завиткового живильника по рівню та тиску середовища, однак ці технологічні параметри в цих складних умовах ніхто не вимірював.

Метою даної роботи є аналіз умов ідентифікації розрідження пульпи в приймальному пристрої завиткового живильника та обґрунтування типу інформаційних засобів.

Пульпа, що надходить у приймальний пристрій завиткового живильника з піскового жолоба, має період коливань 10 с. Амплітуда таких коливань складає четверту частину амплітуди коливань пульпи у пісковому жолобі класифікатора. У найбільш імовірній ситуації роботи класифікатора такі коливання взагалі припиняються. Тому можна рахувати, що коливання рівня пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника під дією рухомих пісків класифікатора або практично відсутні, або мають порівняно невелику амплітуду і період 10...12,5 с [1].

Під впливом захватних елементів завиткового живильника формуються хвилі зі змінними періодом і амплітудою в залежності від рівня пульпи у завитковому живильнику. Їх період в основному змінюється від 0,3 до 0,6 с відповідно при малих і найбільших можливих значеннях рівня пульпи [2]. Амплітуда цих коливань дорівнює значенню рівня пульпи у приймальному пристрої. Тобто, з ростом рівня пульпи у



а – мінімальні; б – середні; в – максимальні витрати пісків двоспірального класифікатора

Рисунок 1 – Характер коливань рівня пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника

приймальному пристрої зростає як період, так і амплітуда коливань, а частота зменшується (рис.1).

З врахуванням руху пісків і роботи завиткового живильника отримаємо результуючий коливальний процес у приймальному пристрої. При малих значеннях рівня пульпи, що імовірно відповідає безколивальному руху пісків, отримаємо найбільш високочастотні коливання рівня пульпи з періодом близько 0,3 с і найменшим значенням амплітуди (рис. 1, а).

Середні значення пульпи будуть створюватися при середніх витратах пісків і циркулюючих навантаженнях, що імовірно перевищують 100%. При цьому отримаємо коливання з періодом 10 с і незначною величиною амплітуди. Період коливань, які створюються завитковим живильником, буде складати наближено 0,45 с. Амплітуда буде мати середнє значення рівня пульпи (рис. 1, б).

Найбільші значення рівня пульпи забезпечуються великими потоками пульпи, які створюються при значних циркулюючих навантаженнях. Тут коливання піскового потоку будуть мати найбільші значення при найдовшому періоді коливань – 12,5 с. Коливальний процес завиткового живильника також буде мати найбільше значення амплітуди та періоду, що наближається до 0,6 с (рис. 1, в).

З розглянутого видно, що при будь-яких значеннях рівня пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника результуючі коливання будуть подані низькочастотною складовою, на яку накладені більш високочастотні коливання. При порівняно малих значеннях рівня пульпи її поверхня в приймальному пристрої буде змінюватися з самою високою частотою відносно практично горизонтального середнього значення. При середніх значеннях рівня пульпи високочастотна складова буде мати період близько 0,45 с при збільшеній амплітуді. Вона буде змінюватись на тлі низькочастотного коливання з періодом 10 с і певним значенням амплітуди. На цьому коливанні вкладається 22,2 коливань з підвищеною частотою.

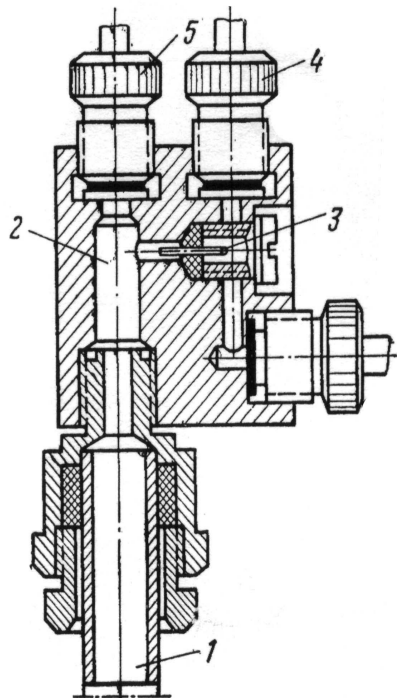
У випадку найбільших значень рівня пульпи пісковий потік буде мати період 12,5 с і найбільше значення амплітуди. Коливання від завиткового живильника будуть мати найбільшу амплітуду при періоді 0,6 с. За період низькочастотного коливання буде здійснено 20,8 коливань підвищеної частоти.

Отже, в приймальному пристрої завиткового живильника основними є коливання рівня пульпи, які збуджуються захватними елементами. Вони відбуваються на тлі середнього значення рівня пульпи або з його плавним зростанням і спадами, які залежать від амплітуди коливань результуючого піскового потоку.

Колівання рівня пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника здійснюються зі значною частотою 1,7...3,3 Гц. Це потребує швидкодіючих засобів визначення рівня і тиску пульпи. Крім того, ці засоби повинні здійснювати вимірювання вказаних параметрів в одній точці. Співвідношення руда/вода можливо визначити і по одній фіксованій точці значень рівня і тиску пульпи, однак помилка визначення параметра може бути значною в наслідок неоднорідності пульпи. Тому параметри бажано осереднювати впродовж певного інтервалу часу.

Для контролю хвильового процесу необхідно обґрунтувати перетворювачі рівня і тиску. Перетворювачі рівня рідких середовищ в збагачувальній галузі в основному можливо подати пристроями поплавкового, манометричного, пневматичного, електричного та радіоактивного типу [3, 4]. Поплавкові перетворювачі використовують для вимірювання рівня рідин, які мають незмінну густину. Використання манометричних перетворювачів рівня на збагачувальних фабриках обмежується складністю і ненадійністю цих систем контролю [5]. Серед електричних рівнемірів найбільше розповсюдження отримали кондуктометричні, ємнісні, індуктивні та електротеплові. Загальним недоліком кондуктометричних пристроїв є підвищені

вимоги до безпеки експлуатації, вибухонебезпечності та ін. [6]. Крім того, вимірювальні електроди практично не можливо застосувати в приймальному пристрої завиткового живильника в наслідок динаміки потоку пульпи. Недоліком пристроїв вимірювання рівня ємнісним та індуктивним методами є значна похибка вимірювання, яка зв'язана з коливанням параметрів датчиків не лише від рівня, але і від речовинного складу пульпи, вмісту твердого та ряду інших факторів [6]. Похибка цих рівнемірів в реальних умовах може складати десятки відсотків [7]. Виключення впливу ємності кабелю на результат вимірювання зменшує похибку, але не від зміни електропровідності і діелектричної проникності [7]. В умовах роботи завиткового живильника ємнісний та індуктивний рівнеміри використати практично не можливо. Недоліком електротеплових пристроїв (зі змінною тепловіддачею) є складність налагодження і стабілізації роботи, а також трудність компенсації температурної похибки вимірювання [8]. Для гірничої промисловості розроблено ряд пристроїв радіоактивного типу. Вони використовують в основному γ – випромінювання [9]. На збагачувальних фабриках використовують пристрої, засновані на вимірюванні степені поглинання чи зворотного розсіювання. Пристрої даного типу не можливо застосувати для вимірювання рівня пульпи в завиткових живильниках в наслідок його коливання, осідання на дні приймального пристрою твердої фракції, зміни густини та вмісту гідросуміші. Крім того, експлуатація та обслуговування цих пристроїв вимагають значних витрат. Стримуючим фактором також є і спеціальні інструкції, створені відносно будь-якої техніки, що працює на основі іонізуючих випромінювань [10]. Ультразвукові локаційні пристрої працюють за принципом реєстрації відбитого від поверхні вимірюваного середовища ультразвукового імпульсу [6]. Вони не можуть бути застосованими в даних умовах, виходячи з того, що вимірювана поверхня пульпи сильно коливається, неперервно створюються бризки пульпи [11]. Одна з останніх



1 – трубка; 2 – камера; 3 – дросель; 4, 5 – штуцери

Рисунок 2 – Устрій пневматичного датчика рівня

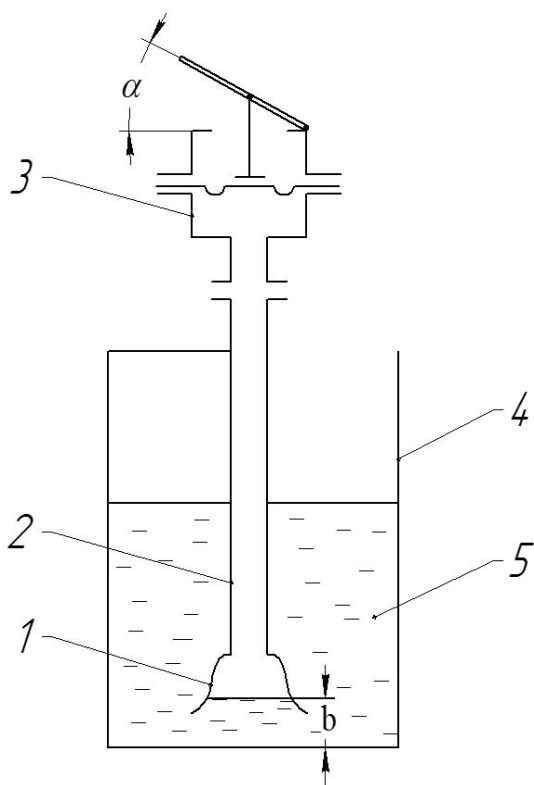
таких розробок – ультразвуковий рівнемір МТМ900 також не придатна для контролю рідин, що мають властивість налипання та кристалізації. Крім того, у них невимірювана зона складає 0-600 мм, яка є характерною для приймального пристрою завиткового живильника. Практично за тих же причин не можливо застосувати для вимірювання даного параметра і піроелектричні датчики рівня [12].

В умовах приймального пристрою завиткового живильника ефективно можуть працювати пневматичні пристрої, які відрізняються високою динамічністю та точністю вимірювань.

Пневматичний датчик рівня (рис. 2) [13] включає трубку 1 і камеру 2. В камеру через штуцер 4 і дросель 3 потрапляє повітря, стиснуте до невеликого рівня. Далі

повітря по трубці 1 виходить через нижній зріз в рідину, витісняючи її з трубки. Тиск повітря в трубці дорівнює тиску рідини на глибині нижнього зрізу і відображає висоту (рівень) над зрізом. Величина тиску повітря передається манометричному пристрою по імпульсній лінії, яка підключається до штуцера 5. Трубку виконують діаметром 12...25 мм. Вона не доходить до дна резервуара на 100...200 мм. Стиснуте повітря подають через голчастий вентиль так, щоб виходило дві – три його бульбашки в секунду [8]. Для усунення похибки, обумовленої зміною густини або температури контрольованого середовища, використовують дві барботажні трубки, які занурюють у рідину на різну глибину [14]. Максимальна похибка вимірювання таких засобів складає 4% мінімального значення контрольованого рівня [10]. Такі засоби розроблені і стосовно збагачувальних фабрик [6].

В пневматичному рівнемірі при зміні тиску джерела живлення та прохідного перетину голчастого вентиля виникають додаткові похибки [6]. Недоліком цих рівнемірів також є складність конструкції і необхідність мати джерела стиснутого повітря [8]. П'єзометричні пристрої достатньо громіздкі, вимагають спостереження за герметичністю імпульсних ліній [13]. Як вказують Е.В. Вишневський і В.П. Забіякін [3], досвід експлуатації п'єзометричних рівнемірів показав їх ненадійність в роботі в основному в наслідок забруднення трубок. В умовах приймального пристрою завиткового живильника, де існують складні коливання зі значною частотою і амплітудою, п'єзометричний рівнемір тим більше не зможе надійно здійснювати вимірювання.



1 – колокол; 2 – трубопровід; 3 – манометричний чутливий елемент; 4 – резервуар; 5 – рідина

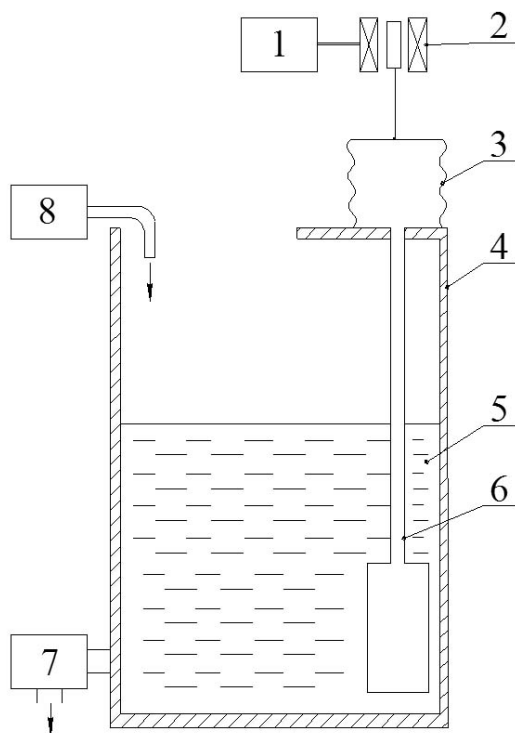
Рисунок 3 – Схема п'єзометричного рівнеміра без пневматичної трубки і живлення її повітрям

рідини над нижньою кромкою колокола.

При великому діапазоні зміни рівня рідини, що знаходиться в резервуарі, а також значній його висоті, п'єзометричний рівнемір може працювати без пневматичної трубки і живлення її стиснутим повітрям [15]. Для цього на дні резервуара 4 (рис. 3) встановлюють колокол 1, порожнина якого за допомогою трубопроводу 2, що має малий внутрішній діаметр, з'єднується з порожниною манометричного чутливого елемента 3. При заповненні пустого резервуара 4 рідина 5 проходить під колокол на висоту b і викликає стиснення повітря, що знаходиться під колоколом, а також всередині трубопроводу і в корпусі манометричного чутливого елемента під мембраною. Створений тиск викликає прогин мембрани і відхиляє стрілку манометра на кут α , який визначається рівнем

При роботі п'єзометричного рівнеміра з колоколом додаткові похибки можуть виникати в наслідок зміни об'єму порожнини, яка заповнена повітрям. Крім цього повітря, яке знаходиться під колоколом, може частково абсорбуватися або розчинятися в рідині, що зменшить величину тиску і приведе до появи нової методичної похибки [15]. Для виключення цієї похибки отвір колокола біля дна резервуара перекривають тонкою еластичною мембраною, яка запобігає контакту повітря з рідиною і цим не допускає зменшення його кількості. Однак сили пружності мембрани, що проявляються при зміні її положення під колоколом, викликають втрати напору стовпа рідини і приводять до нової інструментальної похибки [15]. Отже, п'єзометричний рівнемір з колоколом найкраще підходить для вимірювання рівня пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника, однак володіє кількома джерелами похибки і відповідно її значною величиною, яка більша, ніж похибка пристроєм з пневмотрубною, що продувається повітрям [15].

Покращити характеристики такого рівнеміра дозволяє пристрій по авторському свідоцтву [16]. В цьому рівнемірі (рис. 4) датчик тиску змонтовано нерухомо над поверхнею контрольованого рівня рідини і виконано з жорстко закріпленим в отворі основи патрубком, що розширяється в нижній частині, який встановлено в резервуарі з зазором над його днищем.



- 1 – вторинний пристрій; 2 – первинний перетворювач; 3 – сильфонний датчик тиску; 4 – ємкість; 5 – вимірювана рідина; 6 – патрубок, що розширяється в нижній частині; 7 – електричний клапан зливної магістралі; 8 – електричний клапан подаючої магістралі

Рисунок 4 – Пристрій з покращеними характеристиками для вимірювання рівня рідини в ємкості

Не дивлячись на певні удосконалення, даний рівнемір також відрізняється рядом вад, що не дозволяє отримати високу точність визначення рівня пульпи, яка вимагається у випадку ідентифікації співвідношення руда/вода в приймальному пристрої завиткового живильника. Це, зокрема, зв'язано з тим, що теорія і практика таких рівнемірів не розвивалася зважаючи на значно більшу розповсюдженість пристроїв з трубою, яка продувається повітрям. Оскільки в даному випадку можливо застосувати лише рівнемір з трубою, що не продувається повітрям, виникає необхідність в його удосконаленні шляхом проведення теоретичних і експериментальних досліджень.

Ідентифікація співвідношення руда/вода потребує крім рівня знання тиску пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника. Для визначення тиску рідин використовують пристрої

зважування резервуарів з рідиною, вимірювання сили, що діє на опори, на яких

встановлено резервуар [5]. Конструкція завиткового живильника не передбачає відділення і окремої установки приймального пристрою на опорах. Крім того, маса завиткового живильника може змінюватися в широких межах в наслідок осідання твердого у приймальному пристрої та налипання його на стінки при розбризкуванні пульпи.

Тиск в резервуарі також можна встановити зважуванням за допомогою тензоперетворювачів байпаса, з'єднаних з резервуаром [5]. На пульпах з великою густиною таке вимірювання здійснити не можливо. Тиск чистих рідин у відкритих резервуарах можна виміряти підключенням на задану відмітку через імпульсну лінію манометричних пристроїв [13]. На пульпах з осіданням на дні твердого це здійснити також не можливо.

Датчики з резиноним балоном, розміщеним на дні резервуара, який заповнено разом з трубою, що з'єднує балон з пристроєм реєстрації тиску, повітрям і герметизовано [5] не забезпечує надійності в умовах роботи завиткового живильника. Занурювані в резервуар датчики з мембраною, що знаходиться на невеликій відстані від дна [5], також не забезпечують високої надійності роботи, оскільки легко руйнуються під впливом механічної дії твердого, що рухається з великою швидкістю і здійснює складні коливання. Не відрізняються в таких умовах надійністю і засоби, перетворювачі яких прикріплюють до внутрішньої стінки резервуара [10].

Внаслідок зміни температури в широких межах, наявності вібрацій, агресивної дії середовища, налипання твердого не можливо застосувати для вимірювання тиску і частотні струнні датчики [17]. По вказаним раніше причинам не придатними для вимірювання тиску пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника є і пристрої з п'єзометричними трубками, що продуваються стисненим повітрям [18].

Гідростатичні датчики фактично реагують не на рівень рідини, а на її вагу [6], тобто, вимірювання пневматичним способом засновано на вимірюванні тиску середовища на дні резервуара [8]. Це дозволяє вимірювати тиск пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника тими ж засобами, якими визначається її рівень, тобто, пневматичною трубою. При цьому, крім того, виконується умова вимірювання рівня і тиску середовища в одній точці і в одну і ту ж мить часу.

Таким чином, в приймальному пристрої завиткового живильника здійснюються коливання з великим періодом $10 \div 12,5$ с, викликані коливаннями піскового потоку. На них накладаються коливання зі змінним малим періодом $0,3 \dots 0,6$ с, породжені захватними елементами завиткового живильника, що потребує швидкодіючих засобів визначення рівня і тиску пульпи. Засоби контролю повинні фіксувати параметри в одній точці і в одну і ту ж мить впродовж тривалого відрізка часу. Для вимірювання рівня і тиску пульпи найкраще підходить пневматична трубка. Дані засоби потребують удосконалення для підвищення точності вимірювання.

На підставі проведених досліджень відкривається перспектива розробки пристроїв для вимірювання тиску і рівня пульпи у приймальному пристрої завиткового живильника на основі пневматичної трубки, які задовольняють вимогам ідентифікації розрідження твердого у кульових млинах, що подрібнюють піски класифікатора.

Список літератури

1. Кондратець В.О. Дослідження впливу піскового потоку на стан пульпи у завитковому живильнику /В.О. Кондратець, А.М. Мацуй// Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ.- 2007.- №19.- С. 107-114.
2. Кондратець В.О. Дослідження умов ідентифікації розрідження пульпи при подрібненні пісків класифікатора /В.О. Кондратець, А.М. Мацуй// Академический вестник.- 2007.- №19.- С. 44-48.

3. Вишневский Э.В. Датчики в схемах автоматизации технологических процессов обогатительных фабрик /Э. Вишневский, В. Забиякин.- М.- Л.: Госэнергоиздат, 1961.- 112 [43] с.- (Библиотека по автоматике, вып. 43).
4. Серго Е.Е. Опробование и контроль технологических процессов на обогатительных фабриках /Серго Е.Е.- К.: Вища шк., 1974.- 208 с.
5. Технические средства автоматики в горной промышленности /[Волотковский С.А., Полтава Л.И., Бунько В.А., Подольский В.А.] - М.: Госнаучтехиздат лит. по горному делу, 1962.- 332с.
6. Персиц В.З. Измерение и контроль технологических параметров на обогатительных фабриках /Персиц В.З.- М.: Недра, 1982.- 191с.
7. Карандеев К.Б. Емкостные самокомпенсированные уровнемеры /Карандеев К.Б., Гриневиц Ф.Б., Новик А.И.- М.- Л.: Энергия, 1966.- 136 [195]с.- (Библиотека по автоматике, вып. 195).
8. Волотковский С.А. Автоматизация процессов на обогатительных фабриках / С. Волотковский, В. Бунько.- М.: Недра, 1964.- 282 с.
9. Бондарев Г.С. Датчики и приборы автоматического контроля для транспортировочных устройств / Бондарев Г.С.- М.- Л.: Госэнергоиздат, 1961.- 48 [45] с.- (Библиотека по автоматике, вып. 45).
10. Можегов Н.А. Автоматические средства измерений объема, уровня и пористости материалов / Можегов Г.С.- М.: Энергоатомиздат, 1990.- 120 [674] с.- (Библиотека по автоматике, вып. 674).
11. Хансуваров К.И. Техника измерения давления, расхода, количества и уровня жидкости, газа и пара: учебн. пособ. [для техникумов] / К.И. Хансуваров, В.Г. Цейтлин.- М.: Изд. стандартов, 1990.- 287 с.
12. Шрайбер Г. Инфракрасные лучи в электронике / Шрайбер Г.: пер. с франц. Н.О. Сомова.- М.: ДМК Пресс, 2001.- 240 с.- (В помощь радиолюбителю).
13. Троп А.Е. Автоматизация обогатительных фабрик / Троп А.Е., Козин В.З., Аршинский В.М. – М.: Недра, 1970.- 320с.
14. А.с. 898263 СССР, МКИ G 01 f 23/16. Пьезометрический уровнемер / В.Н. Прилепский, В.Ф. Картунова, Ю.В. Самаркин, М.А. Соловьев (СССР).- №2925712/18-10; заявл. 16.05.80; опубл. 15.01.82, Бюл. №2.
15. Яковлев Л.Г. Уровнемеры / Яковлев Л.Г.- М.: Машиностроение, 1964.- 190с.
16. А. с. 230447 СССР, МКИ G 01 f 31/01. Устройство для измерения уровня жидкости в емкости / М.Г. Бытенский (СССР).- №1150319/ 18-10; заявл. 21.04.67; опубл. 09.06.68, Бюл. №34.
17. Милохин Н.Т. Частотные датчики систем автоконтроля и управления / Милохин Н.Т.- М.: Энергия, 1968.- 128 [310] с.- (Библиотека по автоматике, вып. 310).
18. Троп А.Е. Автоматическое управление технологическими процессами обогатительных фабрик / Троп А.Е., Козин В.З., Прокофьев Е.В.- М.: Недра, 1986.- 303с.

В статье приведены результаты анализа условий идентификации разрежения пульпы в приемном устройстве улиткового питателя и приборов для её осуществления. Показано, что в зоне идентификации осуществляются сложные колебания пульпы. Для измерения уровня и давления пульпы наилучше подходит пневматическая трубка, однако данные средства требуют усовершенствования.

In the article the results of analysis of terms of authentication of rarefaction of mash are resulted in the takers-off of snail feeder and devices for its realization. It is rotined that the difficult vibrations of mash are carried out in the area of authentication. For measuring of level and pressure of mash a pneumatic tube befits the best, however these facilities are required by improvements.

В.В. Коваленко, доц., канд. техн. наук, В.В. Пукалов, доц., канд. техн. наук, В.З. Хіоні, ст. викл.

Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичні дослідження енергосилових параметрів процесу витягування низьковуглецевих сталей з використанням полімерних мастил

Проведені аналітичні розрахунки енергосилових параметрів процесу витягування низьковуглецевих сталей на кривошипних пресах з використанням полімерних мастил **витягування, кривошипний прес, коефіцієнт тертя, полімерне мастило**

У теперішній час, однією з найважливіших та найактуальніших задач, які стоять перед вітчизняною наукою є задача зменшення енергомосткості виробництва. Ця проблема набуває ще більшої гостроти на фоні світової кризи, що розвивається.

У рамках наукової роботи, що проводилась, на ЗАТ “Радій” (м. Кіровоград) [1], по впровадженню у виробництво прогресивних технологічних мастил, досліджувались енергосилові параметри операції витягування «корпуса гучномовця» (рис.1) з низьковуглецевої сталі з використанням полімерних мастил на кривошипних пресах.

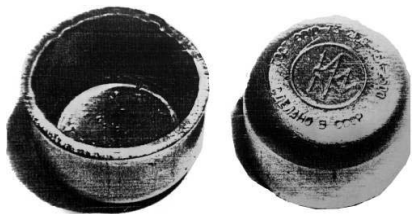


Рисунок 1 – Корпус гучномовця

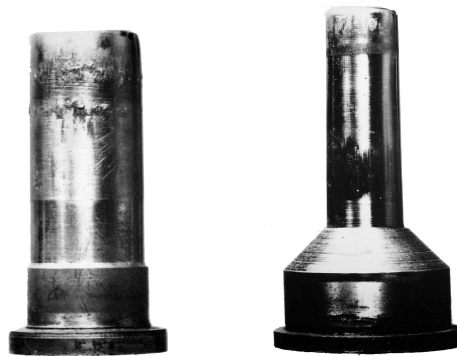


Рисунок 2 – Пуансони, які працювали на операції витягування

Для визначення основних параметрів, які впливають на процес витягування було проведено обстеження десятків пуансонів та матриці (рис.2), які використовувались при виконанні технологічного процесу. Методика дослідження розроблена в [2] дозволяє виявити основні групи факторів, які визначають кількісні та якісні показники процесу. В табл.1 приведені деякі відомості які характеризують технологічний процес.

Таблиця 1 - Характеристика технологічного процесу

Устаткування	Марка сталі інструмента	Марка сталі деталі	Швидкість ковзання інструмента	Технологічне мастило	Поверхнева температура деталі
Кривошипний прес К2130 зусиллям 1Мн	У8А ГОСТ1435-74	Ст.08КП ГОСТ9035-85	0-05 м/с	Полімерне	120-150 ⁰

При операції витягування, пуансон переміщуючись, здійснює тиск на середню частину заготовки, втягує її в матрицю, при цьому периметр заготовки зменшується (рис.3) де R_n, R_M – радіус пуансона та матриці, S – товщина деталі, r_M – радіус перетяжного ребра матриці, r_n – радіус округлення пуансона, D_{max} - сила витягування.

Складність залежностей і одночасний вплив багатьох факторів на процес деформування складає певні труднощі при встановленні впливу окремих енергосилових параметрів на процес витягування.

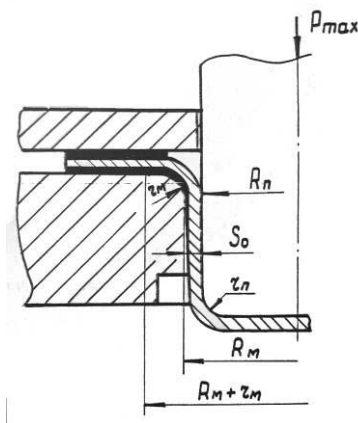


Рисунок 3 – Схема процесу витягування в жорсткому штампі та місця нанесення технологічних мастил

Однак аналіз процесу витягування показує, що контактний тиск при цьому є порівняно невеликий і не впливає суттєво на перехід заготовки в пластичний стан. Тому, при деформації листової заготовки можна рахувати напружений стан плоским, що значно спрощує рівняння рівноваги. При асиметричному деформуванні, яким є операція витягування «корпуса гучномовця» рівняння рівноваги має вигляд [3].

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{r^2} = \rho W_z \quad (1)$$

$$\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\tau_{rz}}{r} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = \rho W_z$$

Рівняння рівноваги завдяки напруженому складу, зведеться до одного рівняння

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial r} - \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0. \quad (2)$$

Враховуючи умови пластичності $\sigma_r - \sigma_\theta = \sigma_s$ знаходимо напруження σ_r у

$$\text{функції радіуса } \sigma_\theta = \sigma_s \cdot \ln \frac{R_H}{r}. \quad (3)$$

А з умови пластичності з урахуванням σ_r знаходимо другу компоненту напруження

$$\sigma_\theta = -\sigma_s \cdot \left(1 - \ln \frac{R_H}{r}\right). \quad (4)$$

Таким чином, напружений стан фланця при витягуванні заготовки визначається двома головними напруженнями σ_θ, σ_r (рис.4).

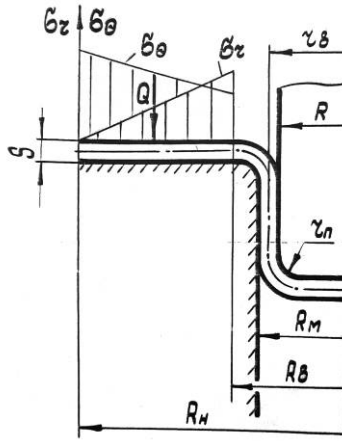


Рисунок 4 – Графіки розподілу напруження σ_r, σ_θ на фланці заготовки, при витягуванні

Аналіз проведений [3,4] показує, що можливе формозмінення заготовки обмежується її руйнуванням в тому місці, де діють найбільші по величині напруження розтягу σ_ρ^{\max} . На їх величину впливають декілька факторів.

Сила тертя
$$\Delta\sigma_1 = \frac{\mu \cdot Q}{\pi \cdot R_H \cdot S}, \quad (5)$$

де Q – зусилля притискання,
 μ – коефіцієнт тертя;
 S – товщина заготовки.

При витягуванні метал має згин, що викликає додаткові напруження

$$\Delta\sigma_2 = 0,5 \cdot \sigma_s \cdot \frac{S}{2 \cdot r_M + S}. \quad (6)$$

Криву зміцнення другого роду було запропоновано [4] апроксимувати кривою, яку описує рівняння

$$\sigma_s = \frac{\sigma_b}{1 - \psi_{ш}} \cdot \left(\frac{\psi}{\psi_{ш}} \right)^{\frac{\psi_{ш}}{1 - \psi_{ш}}}, \quad (7)$$

де σ_b – границя міцності;

$\psi_{ш}$ – відносне зменшення площі поперечного перерізу до моменту створення шийки;

ψ – поточне значення відносної деформації другого виду.

При подальшому русі контактної поверхні тертя приводить до збільшення напруження, що звичайно враховують вводячи множник:

$$\exp\left(\mu^2\right) = 1 + 1,6. \quad (8)$$

Таким чином, враховуючи усі фактори які впливають на σ_ρ^{\max} її значення знаходимо за формулою

$$\sigma_{\rho}^{\max} = \sigma_S \cdot \left(\ln \frac{R_H}{r} + \frac{\mu \cdot Q}{\pi \cdot R_H \cdot S \cdot \sigma_S} + \frac{S}{2 \cdot r_n + S} \right) \cdot (1 + 1,6). \quad (9)$$

Знаючи величину напруження розтягу та враховуючи площу поперечного перерізу заготовки яку виготовляють є можливість знайти максимальне зусилля витягування

$$P_b = 2\pi r_b S \sigma_S \left(\ln \frac{R_H}{2} + \frac{\mu \cdot Q}{\pi R_H S \sigma_S} + \frac{S}{2r_M + S} \right) \cdot (1 + 1,6). \quad (10)$$

Робота витягування (A_B), яка є однією з найважливішим енергосиловим параметром процесу, визначається різними аналітичними та експериментальними методами [4]. В нашому дослідженні використовувалось інтегрування отриманої залежності (10) по ходу пуансона.

$$A_B = 2\pi r_b S \sigma_S (1 + 1,6\mu) \cdot \left[\frac{R_o}{6} (2k_B^3 - 3k_B^2 + 1) + \frac{\mu Q (k_B - 1)}{\pi S \sigma_S} + \frac{k_o S (k_B^2 - 1)}{4 \cdot r_M + 2S} \right], \quad (11)$$

де R_o – радіус заготовки до виконання операції, коефіцієнт $k_B = \frac{R}{R_H}$.

На основі вищевикладеного були визначені зусилля (P_B) та робота витягування (A_B) для операції витягування корпусу гучномовця. При цьому коефіцієнти тертя (μ) визначали по спеціальній методиці [5] $\mu = 0,085$, та на машині тертя “Stainhape-Seta” [6] при моделюванні нормального окислювального процесу зношування $f = 0,060$ у полімерному середовищі. При цьому зовнішні умови процесу зношування (швидкість ковзання, температура поверхні деталі, питомий тиск, подача технологічного мастила та її величина) були дотримані.

Спочатку визначали найбільші по величині напруження розтягу σ_{ρ}^{\max} для обох випадків:

- коефіцієнти тертя $\mu = 0,085$

$$\sigma_{\rho}^{\max} = 48,86 \left(0,57 + \frac{0,085 \cdot 85}{3,14 \cdot 23 \cdot 1,0 \cdot 48,86} + \frac{1,0}{16 + 1,0} \right) \cdot (1 + 1,6 \cdot 0,086) = 343 \frac{Mn}{m^2};$$

- коефіцієнти тертя $\mu = 0,060$

$$\sigma_{\rho}^{\max} = 48,86 \left(0,57 + \frac{0,060 \cdot 85}{3,14 \cdot 23 \cdot 1,0 \cdot 48,86} + \frac{1,0}{16 + 1,0} \right) \cdot (1 + 1,6 \cdot 0,060) = 331 \frac{Mn}{m^2}.$$

Зусилля витягування (P_B):

- по першому варіанту:

$$P_B = \pi d \sigma_{\rho}^{\max} \cdot S = 3,14 \cdot 0,025 \cdot 35 \cdot 1,0 = 27 \text{ кН};$$

- по другому варіанту:

$$P_B = \pi d \sigma_{\rho}^{\max} \cdot S = 3,14 \cdot 0,025 \cdot 33,8 \cdot 1,0 = 26 \text{ кН}.$$

Аналогічно знаходимо роботу витягування (A_B) для обох випадків

$$A_B = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 23 \cdot 48,86 \cdot (1 + 1,6 \cdot 0,085) \cdot \left[3,83 \cdot 2,94 + \frac{0,085 \cdot 85 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 1,0 \cdot 48,86} + \frac{23 \cdot 1,0 \cdot (1,8^2 - 1)}{4 \cdot 8 + 2} \right] = 1094,3 \text{ Дж}$$

- по другому варіанту:

$$A_B = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 23 \cdot 48,86 \cdot (1 + 1,6 \cdot 0,060) \cdot \left[3,83 \cdot 2,94 + \frac{0,060 \cdot 85 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 1,0 \cdot 48,86} + \frac{23 \cdot 1,0 \cdot (1,8^2 - 1)}{4 \cdot 8 + 2} \right] = 995 \text{ дж}$$

Таким чином, в результаті теоретичних досліджень та аналітичної оцінки енергосилових параметрів витягування встановлено, що особливий вплив на енергосилові параметри витягування здійснює технологічне мастило. Невелика зміна коефіцієнта тертя, приводить до суттєвої зміни основних параметрів процесу (P_B , A_B). Як і при машинному терті, змінюючи технологічне мастило, або склад змащувальної композиції, є можливість до деякої міри керувати процесами, які протікають при цьому.

Список літератури

1. Разработка, изготовление и внедрение полимерсодержащих смазочно-охлаждающих составов для холодной обработки металлов. /Ф.Ф.Матвиенко, В.В.Коваленко, А.И. Клименко и др.: Отчет по НИР № ГР 01880007067. – Кировоград, 1989.-67с.
2. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах.- К.:Техника,1970.-396 с.
3. Теория обработки металлов давлением. Евстратов В.А.-Харьков: Вища школа. Из-во при Харьковском университете,1981.-248 с.
4. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки.-М.:Машиностроение,1977.-278 с.
5. Трение и смазки при обработке металлов давлением. А.П. Грудев, Ю.В.Зильберг, В.Т.Тилик. Справ. изд.-М.:Металлургия,1982.- С.312
6. Применение полимерсодержащих технологических смазок при формоизменяющих операциях холодной листовой штамповки. //Прогрессивная технология и оборудование для обработки твердых магнитных сплавов и др. труднообрабатываемых материалов: Тез. докл. Всесоюз. бизнес-семинара-Кировоград.-1991.- С.13.

Проведены аналитические расчеты энергосиловых параметров процесса вытяжки низкоуглеродистых сталей на кривошипных прессах в полимерсодержащих средах

The analytical calculations of energy power parameters of process of extraction of low-carbon staley are conducted on crank-type presses in a polymer containing environments, the found results are experimentally tested

Порівняльна характеристика конструктивних параметрів водоповітряних гасників коливань тиску

Зміна форми розподільчої діафрагми водоповітряного гасника коливань тиску дає можливість зменшити габаритні розміри цього гасника, а також забезпечити повне гасіння гідравлічного удару. **гідравлічний удар, надлишковий тиск, гасник, розподільча діафрагма, об'єм повітря, діаметр гасника, площа гасника**

Для забезпечення експлуатаційної стабільності водопровідно-каналізаційних систем в умовах можливого виникнення гідравлічного удару широке розповсюдження отримав метод поглинання надлишкового тиску за рахунок встановлення гасників, зокрема, водоповітряних гасників з розподільчою діафрагмою [1].

Розміри гасників напряму залежать від необхідного початкового об'єму повітря.

Об'єм повітря можна визначити за формулою, яку пропонує Л.С. Герашенко [2] для визначення цього об'єму у водоповітряному резервуарі при ізотермічному законі зміни тиску газів:

$$W_{\Pi} = \frac{0,5 \cdot \rho \cdot L \cdot f \cdot v_0^2}{2,3 \cdot p_{\Pi} \cdot \lg N + (1 - N^{-1}) \cdot (0,5 \cdot \xi_s \cdot \rho \cdot v_1^2 - p_{\Pi})}, \text{ м}^3. \quad (1)$$

При середньостатистичних даних водогонів складові формули мають наступні значення:

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води;

$L = 10 \text{ км}$ - довжина трубопроводу;

$f = 0,196 \text{ м}^2$ - площа поперечного перерізу (розраховано для діаметру водогонів районних насосних станцій міст $d = 500 \text{ мм}$);

$v_0 = 1,1 \text{ м/с}$ - швидкість руху рідини при усталеному режимі;

$p_{\Pi} = 5,5 \text{ атм} = 539550 \text{ Па}$ - абсолютний тиск в системі;

P_m - абсолютний тиск при гідравлічному ударі.

$P_m = P_{\Pi} + \Delta P = 2107050 \text{ Па}$; в свою чергу:

$\Delta P = \rho \cdot v_0 \cdot c = 1567500 \text{ Па}$;

$N = \frac{P_m}{P_{\Pi}} = 3,91$;

$\xi_s = 3$ - коефіцієнт місцевого опору вузла з'єднання резервуара (гасника) і трубопроводу;

v_1 - швидкість, з якою рідина втікає в резервуар (гасник);

$$v_1 = \frac{\sqrt{c^2 + 2 \cdot c \cdot v_0 \cdot \xi_s} - c}{\xi_s}, \text{ м/с}.$$

Аналіз формули (1) свідчить про пряму залежність об'єму повітря від розмірів трубопроводу $L \cdot f$.

Змінюючи довжину трубопроводу (10 км, 20 км, 30 км, 40 км) проведемо розрахунки за формулою (1).

Результати розрахунків представимо у вигляді графіка (рис. 1).

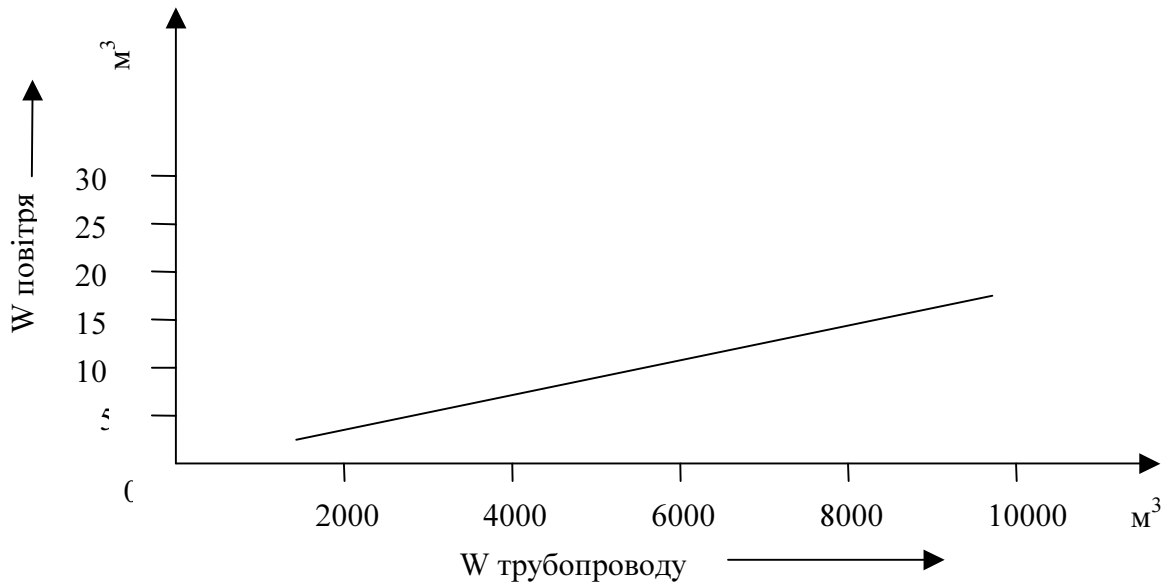
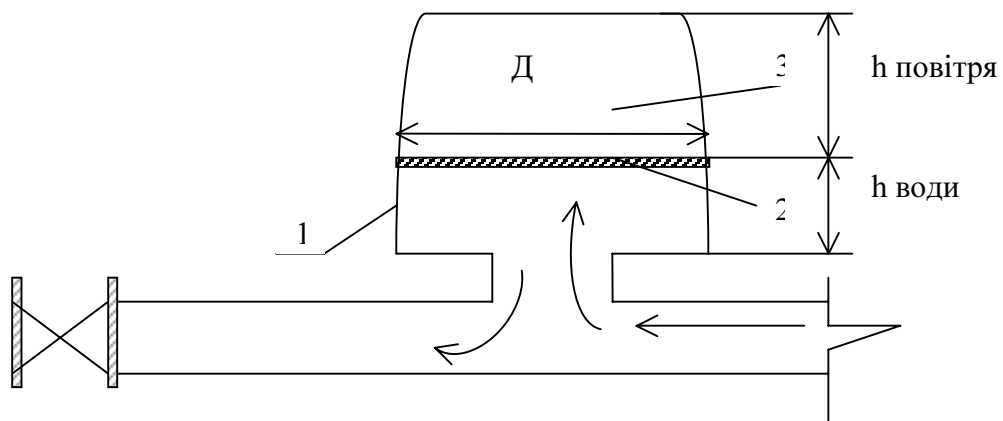


Рисунок 1 – Залежність об'єму повітря від об'єму трубопроводу

Графік підтверджує, що при збільшенні об'єму трубопроводів гасники набувають великих розмірів.

Розрахуємо і порівняємо конструктивні параметри двох типів водоповітряних гасників.

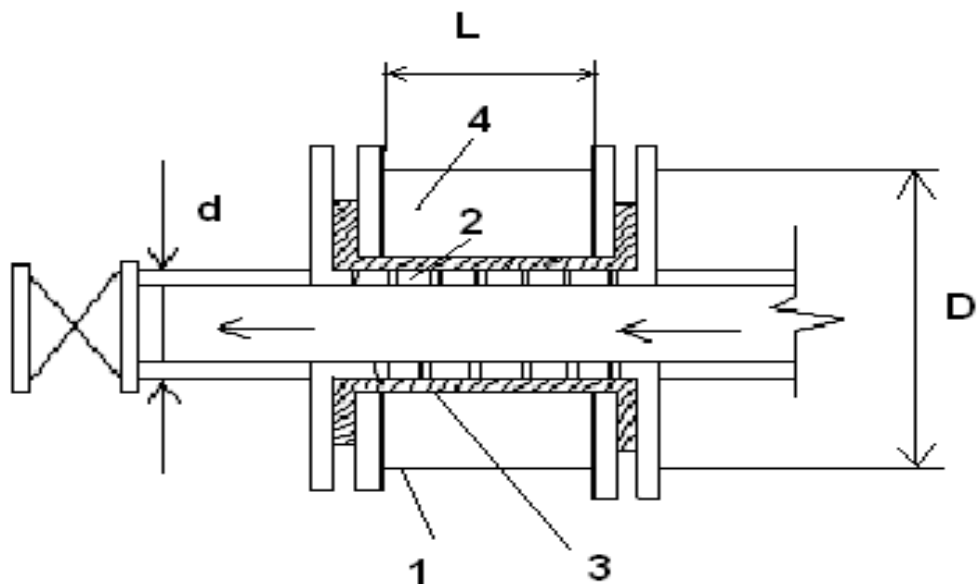
Перший тип – водоповітряний ковпак з розподільною діафрагмою, який до теперішнього часу використовується у водопровідно-каналізаційному господарстві (рис. 2):



1 – корпус ; 2 – розподільна гумова діафрагма;
3 – повітряна порожнина

Рисунок 2 – Водоповітряний ковпак

Другий тип – водоповітряний гасник коливань тиску, який було виготовлено і досліджено в лабораторії гідравліки КНТУ (рис. 3).



- 1 – трубчатий корпус з фланцями; 2 – підтримуючий каркас з отворами; 3 – гумова діафрагма;
4 – повітряна порожнина

Рисунок 3 – Гасник коливань тиску

Повний об'єм водоповітряного ковпака повинен бути на 30% більше від необхідного об'єма повітря.

Враховуючи збільшення загального об'єма ковпака і прийнявши товщину шару повітря $h = 0,5$ м, визначимо його площу і діаметр згідно формули:

$$W_{\text{ковп}} = 1,3 \cdot W_{\text{пов}} = S_{\text{ковп}} \cdot h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h, \quad \text{м}^2. \quad (2)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 1.

Таблиця 1 – Конструктивні параметри водоповітряного ковпака для розрахованого необхідного об'єма повітря

W повітря, м ³	3,54	7,08	10,62	14,16
W ковпака, м ³	4,6	9,2	13,81	18,4
S, м ²	4,6	9,2	13,81	18,4
D, м	2,4	3,4	4,2	4,84

Для розрахунку параметрів другого гасника використовуємо наступну формулу:

$$W_{\text{повітря}} = S \cdot l = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot l, \quad \text{м}^3. \quad (3)$$

Діаметр підтримуючого каркасу співпадає з діаметром трубопроводу (гасник розташований парціально на ділянки водогону). Товщину шару повітря приймаємо як і в першому випадку $h = 0,5$ м, тоді $D = 1,5$ м.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.

Таблиця 2 – Конструктивні параметри водоповітряного гасника коливань тиску

W повітря, м ³	3,54	7,08	10,62	14,16
l, м	2,2	4,5	6,76	9
S, м ²	3,3	6,75	10,14	13,5

По результатам розрахунків можна зробити висновок, що водоповітряний ковпак потребує великих додаткових площ для його встановлення і через громіздкі габарити додасть незручностей при експлуатації [3].

Площа, яку займе водоповітряний гасник, менша в порівнянні з ковпаком, до того ж згідно конструкції в ній міститься 1/3 площі самого трубопроводу.

Крім того, при роботі водоповітряного ковпака у момент руху ударної хвилі надлишок рідини стискає повітряне середовище, а при її проходженні повертається назад у трубопровід. Тим самим діафрагма являє собою жорстку систему, яка приймає участь в коливальному процесі і не забезпечує гасіння гідродару.

Завдяки трубчастій формі розподільної діафрагми і самої конструкції водоповітряного гасника при русі ударної хвилі наряду з поглинанням надлишкового тиску здійснюється одночасне її гальмування.

Якщо врахувати цей факт при розрахунках, то конструктивні параметри гасника могли б ще значно зменшитися.

Список літератури

1. Ткач А.А. Разработка путей повышения надежности водопроводных сетей. Государственное центральное Украинское издательство, Кировоград, 1996. – 128 с.
2. Геращенко Л.С. Автореферат дис. к-та техн. наук. Рівненський політехн. інст., 1999. – 22 с.
3. Быков В.М. Указания по защите водопроводов от гидравлического удара. – М.: Госиздат литературы по строительству, архитектуре и строительный материалы, 1961. – 225 с.

Изменение формы распределительной диафрагмы водовоздушного гасителя колебаний давления предоставляет возможность уменьшить габаритные размеры этого гасителя, а также обеспечить полное гашение гидравлического удара.

Changing the form of distributive diaphragm air-and-water dampener' of pressure vibrations gives an opportunity to decline the overall dimension of this dampener and to secure the full damping of hydraulic hammer.

До питання про комп'ютерне моделювання ливарних процесів

В статті виконано огляд найбільш відомих програмних продуктів, які використовуються для комп'ютерного моделювання в ливарному виробництві.
комп'ютерне моделювання, відливки, приклад

Науково-технічний прогрес в ливарному виробництві, як і в інших галузях народного господарства, здійснюється в наш час в значній мірі завдяки все більш широкому використанню сучасної комп'ютерної техніки та відповідного програмного забезпечення. Однак цей прогрес міг би бути більш інтенсивним, якби не певне запізнення у використанні сучасних досягнень науки і техніки в навчальному процесі та у виробництві через недостатню інформованість науково-технічної громадськості. Метою даної роботи є огляд сучасних досягнень в області комп'ютерної техніки стосовно ливарного виробництва.

Конструктори і технологи, які займаються підготовкою технологічного процесу лиття металів, стикаються з необхідністю прийняття рішень в умовах нестачі інформації про фізичну картину процесу. При цьому спроектувати ефективний технологічний процес і отримати продукцію високої якості вдається далеко не завжди, навіть коли цю роботу виконують висококваліфіковані фахівці. Застосування систем, що дозволяють «заглянути» у сам процес лиття, візуалізувати і зрозуміти його природу, дасть можливість значно удосконалити процес проектування і виробництва відливок, скоротивши витрати ресурсів – металу, робочого часу, електроенергії.

Таку можливість надають програмні продукти, призначені спеціально для аналізу процесу лиття металів. Ряд зарубіжних і вітчизняних фірм працюють над створенням і вдосконаленням цих програм. Відзначимо як найбільш розвинені і відомі такі системи, як MagmaSoft, ProCast, ПОЛИГОН та LVMFlow.

Програми для моделювання ливарних процесів в основному розрізняються ступенем повноти факторів, що враховуються при моделюванні, і, відповідно, вартістю. Друга суттєва відмінність пов'язана з методами отримання і розв'язання різницевої рівнянь: рівняння тепломасопереносу можуть бути записані в диференціальному або інтегральному вигляді. Розв'язання цих рівнянь базується на методах скінченних різниць, скінченних елементів та скінченних об'ємів.

Метод скінченних різниць (МСР) базується на рівняннях в диференціальній формі. Як правило, вони будуються на ортогональних сітках (прямокутній, циліндричній), що дозволяє звести розв'язок багатовимірної задачі до виконання послідовності одновимірних завдань, а значить істотно спростити і прискорити розв'язання загальної системи рівнянь. До недоліків методу слід віднести погану апроксимацію меж складних областей, що не дуже принципово для рівнянь теплопровідності, але досить істотно для рівнянь гідродинаміки. Крім того, метод погано працює у разі тонкостінних відливок, коли товщина стінок стає рівною кроку сітки [1].

Методи скінченних елементів (МСЕ) і скінченних об'ємів (МСО) базуються на інтегральних рівняннях тепломасопереносу. Область, в якій розв'язуються рівняння,

розбивається на елементи, всередині яких будуються апроксиманти функцій на основі системи базисних функцій, визначених на елементі. Проектуючи інтегральні рівняння на ці базиси, отримують систему різницевих рівнянь.

При використанні МСР система різницевих рівнянь набуває складності, яка полягає у потребі значно більшого часу на розрахунок та більш потужний ПК. Одне з головних достоїнств МСЕ – висока точність розрахункових даних на межі скінченнорізницевих елементів, а основні недоліки – необхідність в добротному генераторі скінченних елементів і складність рівнянь [1].

Розглянемо найпоширеніші системи, які використовуються в ливарному виробництві.

MagmaSoft – німецький моделюючий пакет, що базується на МСР, один з перших комерційних ливарних пакетів, який фактично вперше продемонстрував, що можливо серйозно моделювати складні ливарні процеси на достатньо високому рівні. Система має заслужену позитивну репутацію. До найбільш сильних її сторін можна віднести можливість задавати достатньо велику кількість початкових параметрів, які на рівні критеріального аналізу дозволяють прогнозувати різні властивості – структуру, механічні характеристики тощо.

ProCast – американський скінченноелементний пакет, який за об'єктивними показниками є більш потужним, ніж MagmaSoft, оскільки, окрім власне переваг елементного підходу, в ProCast використовуються складніші і більш універсальні моделі, що істотно підвищує точність розрахунків [2]. У ProCast моделюються теплові, гідродинамічні і деформаційні процеси, а також процеси структуроутворення. До головних достоїнств цього пакету слід віднести можливість врахування складних теплових граничних умов, переміщення об'єктів складної реології при деформаційних розрахунках.

Досвід практичного застосування систем автоматичного моделювання ливарних процесів показав, що програмні продукти зарубіжних виробників не набули серйозного практичного поширення через високу ціну програм, а також відсутність в більшості випадків вітчизняномовного інтерфейсу і бази даних по матеріалах і сплавах, які регламентовані ГОСТ та ДСТУ.

ПОЛИГОН – російський скінченноелементний продукт, який почали створювати в кінці 80-х років в ЦНДІМатеріалів на замовлення Міністерства оборонної промисловості. У цій системі розв'язуються задачі моделювання гідродинамічних, теплових і усадочно-фільтраційних процесів. Методами критеріального аналізу розв'язуються задачі щодо прогнозу міцності, твердості, структурних параметрів, розмиву форм тощо. До суттєвих переваг програми, окрім застосування МСЕ, слід віднести можливість врахування складних фізичних моделей теплових процесів і граничних умов, а також можливість повномасштабного розв'язання задачі утворення усадочних дефектів.

LVMFlow – розроблена в Росії система комп'ютерного 3D-моделювання ливарних процесів, яка дозволяє автоматизувати робоче місце технолога-ливарника і знизити витрати часу і коштів на підготовку виробництва нових відливок. Програмний комплекс LVMFlow є результатом подальших досліджень і розробок в області комп'ютерного моделювання ливарних процесів. Система дуже проста в освоєнні і використанні, вона є відносно недорогою в порівнянні з іншими [3].

Сфера застосування пакету за способами лиття включає лиття по витоплюваних моделях, лиття у пісчано-глинясті форми, в кокіль, в оболонкові форми, лиття під тиском тощо.

В якості прикладу розглянемо процес моделювання лиття відливка корпусу відцентрового насоса двосторонньої дії Д320-50 (рис. 1, а) із сірого чавуну СЧ-20, для

якого було побудовано в програмному продукті геометричного моделювання SolidWorks тривимірну модель. Програма дала змогу з високою точністю розрахувати масу відливка з ливниковою системою, яка становила 184 кг. Лімітуючою ланкою ливникової системи був прийнятий стояк із середнім діаметром 65 мм. На основі моделі відливка побудовані його формуючі елементи (стержень та верхня і нижня напівформи).

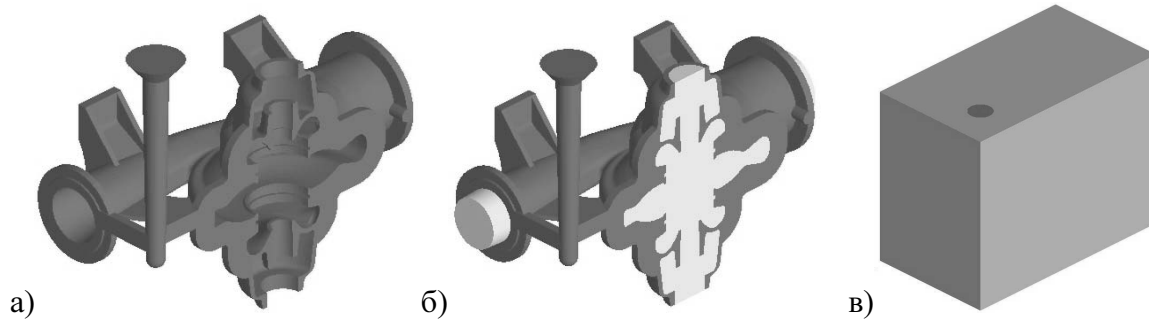


Рисунок 1 – Відлинок корпусу відцентрового насосу Д320-50 (а), відлинок зі стержем (б), відлинок у формі (в), імпортовані в систему моделювання ливарних процесів LVMFlow

На першому етапі комп'ютерного моделювання ливарної технології («3D-ІМПОРТ») імпортується виконана в системі геометричної побудови точна просторова модель відливка та його формуючих елементів (див. рис. 1, а, б, в). Для формування геометричного образу відливка, його формуючих елементів і допоміжного оснащення можна користуватися сучасними системами геометричного моделювання (SolidWorks, Catia, КОМПАС). Для зв'язку з системами геометричного моделювання розроблений конвертер, який дозволяє перетворювати файли форматів цих програм у внутрішній формат LVMFlow. Кожен елемент розрахункової моделі повинен мати відповідно різний колір. Це необхідно для того, щоб на наступних етапах була можливість для кожного з них задати відповідний матеріал. Також треба обрати необхідну систему одиниць вимірювання (міліметри або дюйми) і задати відливу необхідну орієнтацію у просторі за допомогою кутів Ейлера.

На другому етапі («ПОЧАТКОВІ УМОВИ») над імпортованою в попередньому модулі моделлю виконуються операції по переведенню її в розрахункову: задається дискретність ячеек або їх кількість, розміри розрахункової області, кути нахилу форми, граничні умови, матеріал для кожного з елементів форми. Система має банк теплофізичних властивостей матеріалів, а також діаграм стану сплавів. У банк матеріалів занесені формувальні, вогнетривкі, ізоляційні матеріали та метали, які найбільш часто використовуються на підприємствах. Банк властивостей відкритий для користувача і дозволяє його наповнювати властивостями тих сплавів, з якими працюють на даному підприємстві. База даних використовує хімічний склад для кожного матеріалу. Всі теплові дані визначені як функції від температури. Завершальним кроком на цьому етапі є задання ливникових і підживлюючих точок, випорів, термопар, ТЕНів та холодильників, протипригарних фарб, а також моделей розподілу температур, дефектів та теплопереносу.

На завершальному етапі («ПОВНА ЗАДАЧА») виконується повна візуалізація процесу від початку заповнення до кінця затвердіння з повним контролем над процесом. LVMFlow – це програма для конструювання і візуалізації ливникової системи. Технолог-ливарник може за короткий час розглянути різні варіанти і знайти правильний вибір для кожного конкретного відливка. LVMFlow заснований на прогресивних теоріях течії рідини і теплопереносу. В ході моделювання затвердіння

відливка технолог спостерігає динаміку процесу за всіма характеристиками моделі і в будь-якому перерізі відливка є можливість спостереження полів швидкості, векторів швидкості і тиску, температури, пористості і фазового складу затверділого відливка. Система також надає користувачеві "рентгенівські знімки" за трьома проєкціям і, крім того, організована імітація роботи термопар, які можна встановити в довільних точках розрахункової області і визначити точки термічних і кінетичних кривих. Різні поля можна спостерігати в будь-якому ракурсі.

У «ПОВНІЙ ЗАДАЧІ» необхідно тільки задати параметри заливки за допомогою напору, коефіцієнта опору та величини потоку або діаметра струменя металу. Після всіх розглянутих операцій можна починати розрахунок.

Для моделювання корпусу відцентрового насосу були використані дані, які занесені до табл. 1,2 і 3.

Таблиця 1 – Параметри розрахункової області

Розміри розрахункової області, мм			Сітка		
x	y	z	Розмір ячейки, мм	Кількість ячеек моделі	Кількість ячеек відливка
1400	800	1100	4	19250000	403804

Таблиця 2 – Матеріали та їх початкова температура

Сплав		Стержень		Формувальна суміш	
Назва	t, °C	Назва	t, °C	Назва	t, °C
СЧ-20	1250	Alfaset	15	№2 (волога)	15

Таблиця 3 – Параметри заливки

Напір, мм	Коеф. опору	Кут нахилу ковша, °	Потік, кг/с	Діаметр струменя, мм
150	0,9	15	7,2	30

Далі розглянемо процес моделювання заповнення та затвердіння відливка (рис. 2, 3).

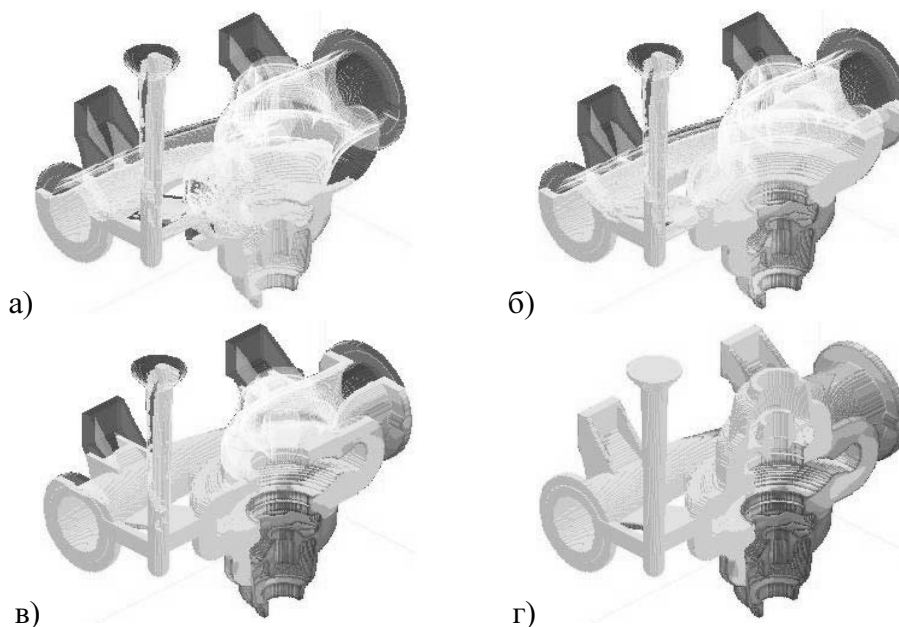


Рисунок 2 – Візуалізація процесу заповнення порожнини форми на 25% (а), 50% (б), 75% (в), 100% (г)

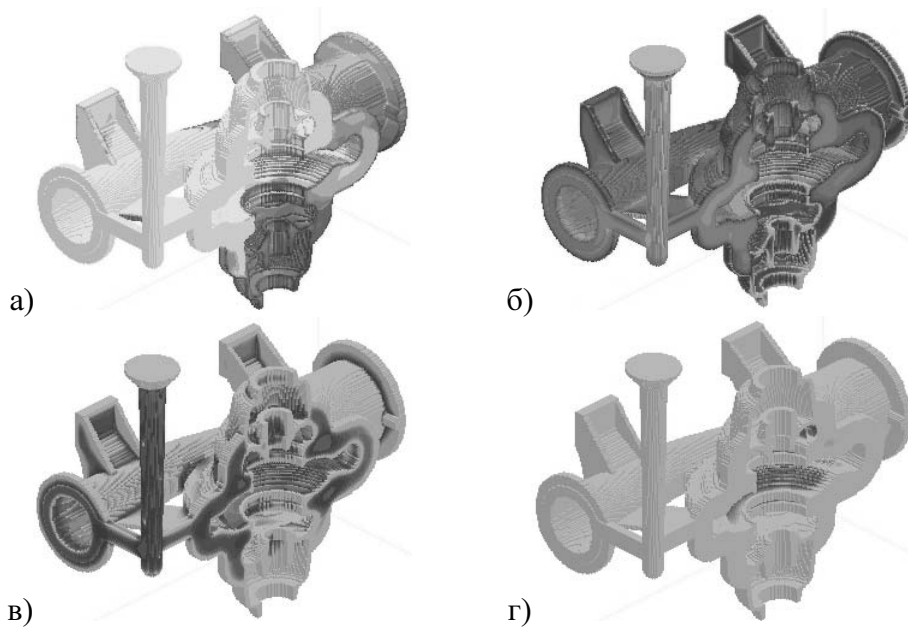


Рисунок 3 – Візуалізація процесу затвердіння відливка по відсотку рідкої фази: 95,2% (а), 75,7% (б), 39,9% (в), 11,3% (г)

Після завершення розрахунку можна оглянути отримані результуючі поля: усадки, критерію Ніяма (характер мікропористості), ступення ліквідації, часу затвердіння, теплового модуля, а також проглянути всі дефекти у місцевих розрізах по трьох проекціях (рис. 4) і в ренгенівському тривимірному виді (рис. 5).

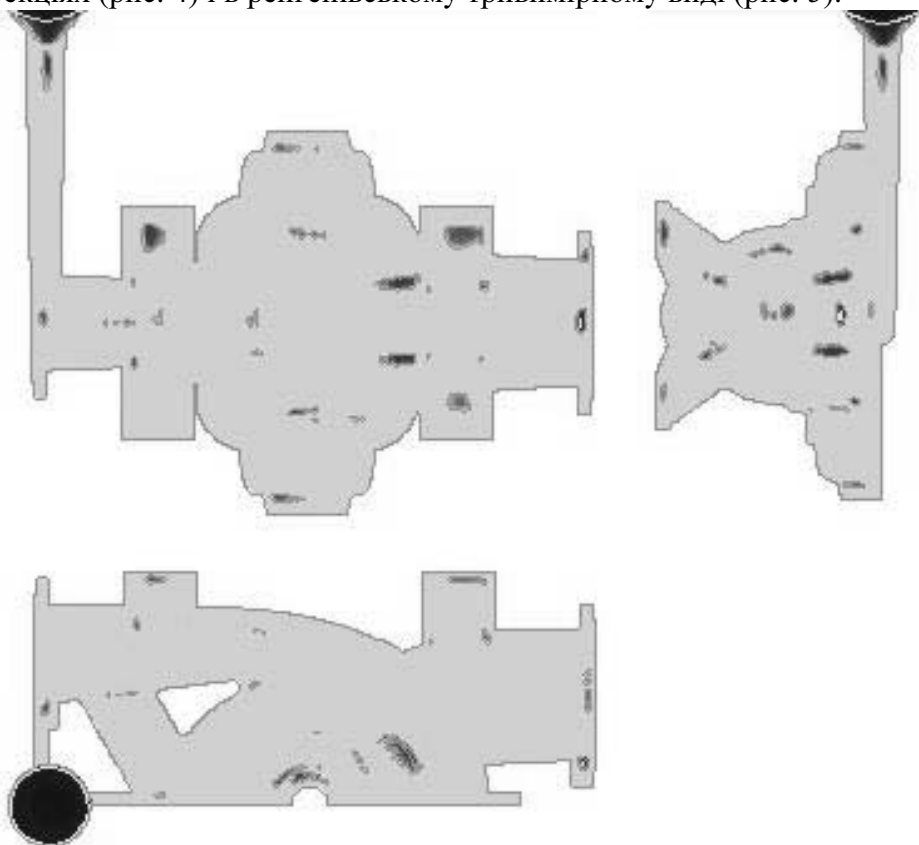


Рис.унок 4 – Дефекти у відливку в місцевих розрізах по трьох проекціях



Рисунок 5 – Дефекти у відливку в прозорому виді

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити висновок про те, що випадково вибрані технологічні параметри лиття більш-менш відповідають вимогам. Про це свідчать такі отримані дані: середнє значення усадочних дефектів у відливку з ливниковою системою – 0,87%. Основна частина дефектів знаходиться в ливниковій чаші і стояку. Дефекти не потрапили у припуск на механічну обробку. За рахунок економії ресурсів і підвищення продуктивності система повністю окупається протягом 1-2 років. Достовірність отримуваних результатів можна оцінювати з ймовірністю 90-95% [4], що підтвердив досвід практичного використання програми.

Висновок. Викладений матеріал демонструє ефективність застосування програм, що моделюють процеси лиття металів. Вони дозволяють створити оптимальну конструкцію ливникової системи на стадії проектування і обійтися без дорогих операцій доведення технології і зміни оснащення безпосередньо в процесі організації виробництва деталі.

Застосування програми дозволяє зберегти 17% використовуваної електроенергії, збільшити коефіцієнт використання металу на 7% за рахунок зниження ваги відливка і ливникової системи, знизити відсоток браку, скоротити час процесу, а отже, підвищити продуктивність підприємства.

Список літератури

1. Турищев В. Моделирование литейных процессов: что выбрать? / Владислав Турищев // CADmaster. – 2005. – № 2. – С. 33-35.
2. Девятков С. ProCast – виртуальное моделирование литейных технологий. Для тех, кто привык быть впереди / Сергей Девятков // CADmaster. – 2006. – № 5. – С. 36-43.
3. Девятков С. Прогрессивные методы в литейной технологии – моделирование и анализ / Сергей Девятков // CADmaster. – 2003. – № 2. – С. 19-23.
4. Севастьянов Л. Компьютерный анализ процесса литья металлов: экономия ресурсов / Леонид Севастьянов, Геннадий Пономаренко // САПР и графика. – 2001. – № 4. – С. 16-20.

В статье выполнен обзор наиболее известных программных продуктов, которые используются для компьютерного моделирования в литейном производстве.

The review of the most known software products which are utilized for a computer design in a casting production is executed in the article.

Автоматичне управління температурою та тривалістю індукційного нагрівання при наплавленні композиційних покриттів на деталі машин

Наведено результати аналізу факторів, що впливають на якість індукційного наплавлення композиційних покриттів, запропоновано методи управління параметрами процесу індукційного наплавлення, наведено рівняння, що визначають залежність температури наплавлення від параметрів процесу.

композиційне покриття, композиційний матеріал, індукційне наплавлення, автоматична система управління, оптимізація параметрів процесу, керування температурою наплавлення

Вступ. Одним з найбільш поширених сучасних методів підвищення експлуатаційних якостей деталей машин, що підлягають інтенсивному зношуванню є нанесення композиційних покриттів (КП) різними способами з використанням концентрованих потоків енергії. Серед них найефективнішими є лазерне, плазмове та індукційне наплавлення. Кожний має ряд переваг та недоліків за певних виробничих умов. Залежно від способу нанесення КП змінюються фактори, які впливають на якість нанесених покриттів, енергоємність та продуктивність процесу. Автоматичні системи управління (АСУ) процесами нанесення КП зазначеними способами суттєво відрізняються через певні технічні особливості процесів. Вони описуються різними структурними схемами і управляються за певними алгоритмами, але при розробці сучасних АСУ в повному обсязі не враховується сукупність впливових факторів та особливостей управління ними в процесі наплавлення КП.

Деякі особливості керування процесом індукційного наплавлення КП розглянуто в роботі [1].

Метою даної роботи є аналіз факторів, що суттєво впливають на якість покриттів, отриманих індукційним способом, а також проблем управління процесом нанесення КП.

Аналіз факторів, що впливають на якість індукційного наплавлення композиційних покриттів. В основі методу індукційного наплавлення лежать процеси нагрівання і розплавлення присадного матеріалу струмами високої частоти (СВЧ). Для наплавлення використовується спеціальна порошкоподібна шихта, що складається з гранульованого твердого сплаву і флюсів на основі бури і борного ангідриду в певному ваговому співвідношенні. Шихту наносять на поверхню, що підлягає наплавленню, вводять в спеціальний індуктор високочастотної установки. Джерелом живлення, як правило, служать лампові високочастотні установки типу ЛЗ, ВЧИ і ВЧГ.

При проходженні струму високої частоти (більше 70 кГц) через контур індуктора в поверхневих шарах основного металу наводяться індукційні електричні струми (струми Фуко), і зовнішній шар металу при цьому швидко нагрівається. Щільність таких струмів залежить від геометричних розмірів деталі, питомого опору, магнітної проникності матеріалу деталі та частоти струму. Шар порошкоподібної

шихти у зв'язку з високим електричним опором слабо реагує на дію змінного магнітного поля. Шихта нагрівається за рахунок теплопередачі від поверхні основного металу. Тому для забезпечення процесу наплавлення температура нагрівання поверхні основного металу повинна бути на 150..170 °С вища за температуру плавлення порошку твердого сплаву, а швидкість підведення тепла повинна бути значно більшою від швидкості його відведення в глиб виробу і втрат в навколишнє середовище.

Щільність індукційного струму в перерізі деталі нерівномірна; вона досягає найбільшого значення у поверхні і різко спадає за глибиною деталі. Розрахунок приведений в роботі [2] показує, що товщина шару δ , у якому поглинається майже вся передана теплова енергія (близько 86,5%), дорівнює:

$$\delta = 5,03 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}}, \quad (1)$$

де ρ - питомий електричний опір;

μ - відносна магнітна проникність;

f - частота струму.

З наведеної формули випливає, що із збільшенням частоти струму зменшується товщина шару δ , тобто тепло концентрується ближче до поверхні, чим зменшується час нагрівання поверхневих шарів.

При нагріванні вище критичної точки 768 °С (точка Кюрі) магнітна проникність сталі та чавуну стрибкоподібно зменшується, що обумовлює збільшення глибини проникнення струму і, отже, до різкого зниження інтенсивності нагрівання.

У деяких випадках через конструктивні особливості генератора СВЧ сила струму та частота індукційного наплавлення є сталими величинами в силу конструктивних особливостей генератора (СВЧ), тому в якості керуючого впливу можна взяти напругу і тривалість, управління здійснюється виконавчим елементом системи, тобто регулятором напруги з цифровим або аналоговим управлінням.

Потужність, яка передається на деталь при цьому залежить від характеристик її матеріалу, розмірів індуктора і параметрів електричного режиму [2]:

$$P_a = \frac{U_{in}^2 S \sqrt{\rho \mu}}{32 \pi^3 a^2 l_{in}^2 \sqrt{f^3}}, \quad (2)$$

де a - відстань (зазор) між індуктором і деталлю;

l_{in} - довжина індуктора;

U_{in} - напруга на клеммах індуктора;

S - площа поверхні деталі.

Деформація деталі при нагріванні, та процес плавлення шихти викликають зміну зазору між деталлю і індуктором, а також перерозподіл потужності в процесі нагрівання.

Якість наплавлених КП передусім залежить від розподілу температури в межах ділянки деталі, що підлягає наплавленню. Температура КП в процесі наплавлення безпосередньо залежить від потужності підведеної до індуктора з генератора струму високої частоти (СВЧ). Від підведеної потужності залежить тривалість нагрівання до повного розплавлення всієї шихти τ_e (утримання в індукторі при ввімкненому нагріванні всієї ділянки деталі, що підлягає наплавленню) та степінь перегрівання φ :

$$\varphi = \frac{\tau_e - \tau_k}{\tau_e} \cdot 100\%, \quad (3)$$

де τ_k - тривалість нагрівання до розплаву шихти на певній ділянці поверхні що підлягає наплавленню.

Аналіз результатів індукційного наплавлення різних видів деталей СГТ у виробничих умовах показав, що на продуктивність і якість технологічного процесу наплавлення переважно впливають наступні фактори:

- відхилення розмірів заготовок деталей від заданих;
- порушення стабільності заготовок відносно індуктора під час наплавлення;
- термічні деформації деталі в процесі наплавлення;
- нерівномірність товщини шару шихти та коливання її хімічного складу;
- зміна підведеної до індуктора потужності;
- недостатня або надмірна тривалість наплавлення.

Відхилення розмірів і стабільність заготовок вирішується певними технологічними прийомами. Способи приготування і нанесення шихти, які дозволяють керувати хімічним та гранулометричним складом і товщиною шару композиційного матеріалу (КМ) розглянуто в роботі [3].

Збільшення швидкості наплавлення підвищує продуктивність системи, але процес наплавлення відбувається при більш високій температурі, ніж при «м'яких» режимах. Тобто можливе перегрівання ділянок, де плавлення шихти закінчується раніше і спостерігається більша температурна деформація деталі.

Першими в шихті плавляться флюси при температурі 600...750 °С. Розплавлені флюси підвищують швидкість передачі тепла часткам твердого сплаву, які, починаючи від поверхні деталі, плавляться при нагріванні до своєї точки солідусу. Після розплавлення шихти на одній ділянці (τ_k) продовжується її нагрівання при постійній підведеній потужності, яка передається на індуктор, до розплавлення шихти на всій поверхні (τ_e). Тоді температура на першій ділянці значно перевищить температуру ліквідусу сплаву. Це приводить до різкого збільшення швидкості розчинення основного металу в розплаві, що є основною причиною недостатньої зносостійкості евтектичної зони напавленого КП. Якщо температура нагрівання наближається до точки солідусу матеріалу, спостерігається міжкристалічне проникнення наплавляемого твердого сплаву, і пограничні об'єми сталі переходять в стан рідини (4-й ступінь сплавлення). При цьому зростає крихкість напавленої ділянки, ударна в'язкість знижується в 10..15 разів і не відновлюється термічною обробкою.

Для того щоб вирівняти нагрівання окремих ділянок деталі і не доводити його до критичних температур потрібно, після досягнення температури плавлення КМ оброблюваної поверхні деталі, розміщеної в полі індуктора, змінити підведену потужність і задати такий проміжок часу, протягом якого потужність, що передається на індуктор забезпечить тільки компенсацію тепловитрат. Процес нагрівання зазначеної ділянки призупиниться на досягнутому рівні, а за рахунок теплопередачі відбудеться вирівнювання температури на поверхні наплавлення КП.

Перегрівання деталі при індукційному напавленні можна уникнути, якщо зменшити інтенсивність нагрівання в кінці процесу і перетримати деталь протягом певного часу в індукторі. Для управління зазначеним процесом і отримання стабільної якості напавленого КП, зменшення термічної деформації деталі, підведення до індуктора необхідної потужності, а також тривалістю нагрівання доцільно використовувати автоматичну систему управління (АСУ).

Управління параметрами процесу індукційного наплавлення. Для того щоб обрати принцип розробки АСУ і оптимізувати процес наплавлення по визначним параметрам необхідно врахувати специфіку відомих способів автоматичного управління режимами наплавлення СВЧ [4,5]:

а) 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 генератору;

б) 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;

в) 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 КП;

г) 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 постійному вимірюванні температури на поверхні деталі система управління може компенсувати можливі відхилення параметрів процесу наплавлення;

д) управління процесом наплавлення КП за допомогою програмованої системи управління.

Аналіз зазначених способів управління технологічним процесом індукційного наплавлення дав можливість запропонувати спосіб автоматизації керування температурою індукційного наплавлення композиційного покриття [6], який поєднує в собі переваги 4-го та 5-го способів. Для реалізації запропонованого способу розроблено функціональну схему АСУ та алгоритм управління системою [7].

Процес індукційного наплавлення КП включає нагрівання деталей струмом високої частоти (СВЧ), що характеризується складними взаємодіями електромагнітних і теплофізичних параметрів системи «індуктор-деталь» з температурою матеріалу деталі зміною їх за часом і по об'єму деталі. Це визначає відповідний підхід до індукційного нагрівача як об'єкта автоматичного регулювання з розподіленими параметрами.

Процес індукційного нагрівання матеріалу деталі СВЧ описується в загальному випадку взаємозалежною системою рівнянь Максвелла і Фур'є для електричного і теплового полів [8].

З урахуванням прийнятих допущень процес індукційного нагрівання деталі на глибину h може бути описано неоднорідним диференціальним рівнянням теплопровідності Фур'є:

$$\rho_n c(T) \frac{dT}{dt} = \lambda(T) \left[\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} \right] + W(h, T, P), \quad (4)$$

де x, y - координати локальних ділянок поверхні деталі;

ρ_n - густина матеріалу поверхневого шару деталі;

P - потужність джерел тепловиділення;

λ_y, λ_x - коефіцієнти теплопровідності, що враховують анізотропність властивості деталі по координатах;

T - температура виробу ;

$\lambda(T), c(T), \rho(T)$ – теплопровідність, теплоємність та питомий опір матеріалу деталі;

h - глибина прогрівання деталі;

$W(h, T, P)$ - функція розподілу внутрішніх джерел тепла.

Як було зазначено, специфічна особливість процесу індукційного нагрівання металу є нерівномірний розподіл потужності внутрішніх джерел тепловиділення по об'єму виробу, обумовлений залежністю електромагнітних і теплофізичних параметрів об'єкта від температури виробу. Найбільш різко виражена суттєво нелінійна залежність величини магнітної проникності від температури при нагріванні феромагнітних заготовок до температур, що перевищують точку магнітних перетворень.

Залежність теплофізичних параметрів $\lambda(T)$, $c(T)$, $\rho(T)$ також носить суттєво нелінійний характер. Однак, при дослідженні деяких конкретних режимів нагрівання виявляється можливим прийняти усереднені значення цих параметрів.

Враховуюче зазначене, процес індукційного нагрівання можна представити у вигляді:

$$\frac{dT}{dt} = a \left[\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} \right] + \frac{W(x, y, P)}{\rho_n c}, \quad (5)$$

де $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ - коефіцієнт теплопровідності.

З урахуванням об'ємного розподілу джерел тепла, що нелінійно залежить від температури, складна нелінійна залежність розподілу потужності внутрішніх джерел тепла від температури по довжині нагрівача апроксимується східчастою функцією координати, яка, як правило, має три ділянки сталості, у межах кожного з яких фізичні властивості сталі вважаються постійними. У «холодній» зоні нагрівання, де температура будь-якої точки перерізу заготовки нижче температури магнітних перетворень, джерела тепла практично зосереджені на поверхні виробу, і процес нагрівання можна розглядати при граничних умовах II роду без врахування внутрішніх джерел тепла.

У «проміжній» зоні, де шари металу, починаючи від поверхні, проходять при нагріванні точку Кюрі, магнітна проникливість від шару до шару різко змінюється, приводячи до невизначеності закону розподілу потужності джерел, що гріють, по об'єму виробу.

У „гарячій” зоні нагрівання заготовки втрачають феромагнітні властивості, закон розподілу джерел тепла по радіусі виробу визначається однозначно як для парамагнітного тіла. Для цієї зони характер розподілу потужності теплових джерел по довжині можна вважати постійним.

Прийнята апроксимація дозволяє виключити нелінійну залежність функції розподілу джерел тепла від температури, замінивши її відомою функцією від просторової координати. Тобто, розв'язок наведених рівнянь дасть можливість визначити оптимальні температуру, тривалість, напругу і потужність індукційного наплавлення, необхідні для якісного нанесення КП в умовах виробництва.

Висновки. Аналіз сукупності факторів, що впливають на якість процесу індукційного наплавлення покриттів та їх управління дає можливість зазначити наступне:

- щоб запобігти термічній деформації деталі необхідно починати процес наплавлення з відносно низькою напругою на клемах індуктору;
- підвищення напруги повинно відбуватись поступово, а при нагріванні поверхні деталі до точки ліквідусу шихти, зупинитись на досягнутому рівні впродовж заданого проміжку;

- використання запропонованого способу керування температурою індукційного наплавлення КМ забезпечить високу точність дотримання заданого режиму роботи установки і дозволить достатньо швидко змінювати зазначені параметри при зміні номенклатури деталей або складу шихти.

Список літератури

1. Аулін В.В. /Керування та моніторинг процесів приготування композиційних матеріалів та нанесення композиційних покриттів на деталі машин/ Аулін В.В, Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М.; //Вісник Харківського нац. техн. університету сільск. господарства./ Вип. 37. Проблеми енерго-забезпечення та енерго-збереження в АПК України. Том 2. – Харків. – 2005.-С.174-178
2. Безменов Ф.В. Некоторые особенности протекания процесса нагрева цилиндрических деталей при заданных значениях температуры на поверхности и глубине закалки/ Безменов Ф.В. // Индукционный нагрев. – 2008. - №5. – С. 3-11.
3. Деклараційний патент на винахід України № 8907. 7G01G11/00. Спосіб багатоконпонентного дозування сипкого матеріалу/ Аулін В.В, Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. тех. університет, заявлено 28.03.05., зареєстровано 15.08.2005. Бюл. №8.
4. Боль А.А. Регулирование режима работы высокочастотного генератора при индукционной наплавке/ Боль А.А., Коваль В.Н., Тимошенко В.П. Экспресс-информ. – М.:ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1984.-219 с. - (Сер. 3. Технология и автоматизация производства. Отеч. Опыт: Вып.1).
5. Головин Г.Ф. Технология термической обработки металлов с применением индуктивного нагрева/ Головин Г.Ф., Зимин Н.В. . – Л.: Машиностроение. – 1990.- 254 с.
6. Деклараційний патент на винахід України №23872. МПК H05B. 6/06 Спосіб автоматизації керування температурою індукційного наплавлення композиційного покриття/ Аулін В.В, Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. тех. Університет, заявлено 29.01.2007, опубліковано 11.06.2007, Бюл. №8.
7. Віхрова Л.Г. /Перспективи розвитку автоматичного управління технологічним процесом наплавлення композиційних покриттів/ Віхрова Л.Г., Аулін В.В., Бісюк В.А., Гамалій В.Ф. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного університету. - 2008. - № 21. - С. 35-39.
8. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. Том 2. Теория поля/ Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Издательство: Физматлит. – 2003. – 654 с.

Приведены результаты анализа факторов, которые влияют на качество индукционной наплавки композиционных покрытий, предложены методы управления параметрами процесса индукционной наплавки, приведены уравнения, которые определяют зависимость температуры наплавки от параметров процесса.

The results of analysis of factors which influence on quality induction smelting of composition coverages are resulted, the methods of management the parameters of process of induction smelting are offered, equalizations which determine dependence of temperature of smelting from the parameters of process are resulted.

Ю.И. Казанцев, доц., канд. техн. наук, Ю.Б. Рей, магистр

Кировоградский национальный технический университет

Исследование электропотребления и электрических нагрузок в системе электроснабжения Ингульской шахты

В статье показан вывод энергетических характеристик шахты и на её основе предложен метод расчёта электрических нагрузок для предприятий данной отрасли промышленности с массовым выпуском продукции.

энергетические характеристики, методы расчёта, электрические нагрузки

Рост электровооруженности промышленности предъявляет новые требования к точности и обоснованности решений различных технико-экономических и оптимизационных задач, решаемых в энергетике и связанных, в конечном итоге, с рациональным использованием электроэнергии.

Исследования в этой области заложены в работах Авилова-Карнаухова Б.Н., Гофмана И.В., Ястребова П.П., Волобринского С.Д., Каялова Г.М., и др.

Целью данной статьи является вывод энергетической характеристики шахты, являющейся основой нормирования электропотребления и рационального его использования, а также разработка на её основе метода определения расчетных нагрузок по удельному расходу электроэнергии с использованием нестационарной модели графиков электрических нагрузок.

На основе статистических исследований электропотребления Ингульской шахты можно построить зависимость между электропотреблением и производительностью. Такая связь становится более явной, если потребление электроэнергии и производительность предприятия выразить в относительных единицах.

Иллюстрацией этих предложений может служить вывод методами математической статистики расчётно-опытных связей между основными электроэнергетическими характеристиками и производительностью предприятия с массовым выпуском продукции.

Опытные данные, по суточному электропотреблению и производительности шахты были собраны за 88 суток.

Начальная обработка опытных данных заключается в вычислении удельного потребления электроэнергии, удельной установленной мощности, отношение первой из этих величины ко второй, а также выпуска продукции в относительных единицах.

Результаты вычислений были сгруппированы и расположены в форме так называемой двойной корреляционной таблицы, которая является основой для вывода расчётно-опытной связи между электропотреблением и производительностью методом математической статистики.

После изучения электроэнергетических показателей шахты и их анализа было установлено, что отношение удельного потребления электроэнергии Ω к удельной установленной мощности p_y находится в реальной корреляционной связи с производительностью шахты, выраженной в относительных единицах α , т.е.

$$\left(\frac{\omega}{p_y} \right) = f(\alpha) \quad (1)$$

где $\omega = \frac{W}{A}$; $\alpha = \frac{A}{A_0}$; $p_y = \frac{P_y}{A_0}$;

W - потребление энергии шахтой, кВт·ч/сутки;

A - производительность шахты, т/сутки;

A_0 - проектная производительность шахты, т/сутки;

P_y - установленная мощность электроприемников, кВт.

Эта связь названа основной энергетической характеристикой [2].

Из основной энергетической характеристики легко получить производные характеристики:

$$\omega = f_1(\alpha, p_y), \quad K_u = f_2(\alpha),$$

где K_u - коэффициент использования установленной мощности электроприемников шахты.

Связь (1) может быть выведена как аналитически, так и по опытным данным. В общем случае эта связь выражается многочленом

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_px^p. \quad (2)$$

Здесь

$$y = \left(\frac{\omega}{p_y} \right); \quad x = \frac{1}{\alpha} \quad \text{или} \quad x = \frac{1}{\sqrt{\alpha}},$$

$a_0, a_1, a_2 \dots a_p$ - постоянные коэффициенты.

Выведем связь вида (2) как статистическую. Для этого в соответствии с теорией корреляционного анализа определяется реальность ее существования и форма по методу, изложенному, например, в [1,2]. Исходные опытные данные приведены в двойной корреляционной таблице 1.

Для определения реальности существования и формы связи (2) находим показатели статистической связи по методике указанной в [1].

1. Полные средние $\bar{\alpha} = 0,9966$; $\left(\frac{\bar{\omega}}{p_y} \right) = 11,875$;

2. Стандарты $\sigma_\alpha = 0,1352$; $\sigma_{\left(\frac{\omega}{p_y} \right)} = 1,4127$;

3. Ковариация $\mu_{II} = -0,17439$;

4. Коэффициент корреляции $r = 0,9131$

Значимость и реальность существования связи (2) оценивается по соотношению $|r| \cdot \sqrt{n-1} = 0,9131 \sqrt{88-1} = 8,52 > 3$;

5. Корреляционное отношение $\eta = 0,9154$;

6. Критерий $T_\eta = 2,34$;

7. Степени свободы $\kappa_1 = s - 2 = 5$; $\kappa_2 = n - s = 81$

Здесь s - число строк корреляционной таблицы;

n - объем выборки;

8. По таблице F - распределения при 5% пределе по значениям κ_1 и κ_2

находим значение $T_{табл} = 2,21$.

Таблица 1 – Двойная корреляционная таблица к выводу связи $\frac{\omega}{p_y} = f(\alpha)$

$\alpha_h \backslash \left(\frac{\omega}{p_y}\right)_i$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	n_i
9,0					1	2	2	5
10				1	2	6	1	10
11			1	2	12			15
12		1	2	30				34
13		2	10	1				13
14	1	5	1					7
15	3	1						4
n_h	4	9	14	34	16	8	3	88
$\left(\frac{\bar{\omega}}{p_y}\right)_h$	14,750	13,667	12,7857	11,9118	10,8125	9,75	9,3333	

Так как $T_\eta > T_{табл}$, то это указывает на то, что различие между η и r имеет существенное значение, что указывает на нелинейную корреляционную связь между $\left(\frac{\omega}{p_y}\right)$ и α .

Для вывода связи вида (2) введем значения

$$Y = \left(\frac{\bar{\omega}}{p_y}\right); \quad x = \frac{1}{\sqrt{\alpha}} = \alpha^{-\frac{1}{2}}.$$

Пусть для шахты основная энергетическая характеристика может быть выражена уравнением второй степени

$$Y = a_0 + a_1x + a_2x^2. \quad (3)$$

Для нахождения коэффициентов a_0, a_1, a_2 методом наименьших квадратов составляем систему уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} na_0 + a_1 \sum n_x x + a_2 \sum n_x x^2 &= \sum n_x \bar{Y}_h \\ a_0 \sum n_x x + a_1 \sum n_x x^2 + a_2 \sum n_x x^3 &= \sum n_x x \bar{Y}_h \\ a_0 \sum n_x x^2 + a_1 \sum n_x x^3 + a_2 \sum n_x x^4 &= \sum n_x x^2 \bar{Y}_h \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Решая эту систему методом Гаусса с выбором главного элемента находим коэффициенты:

$$a_0 = -18,372; \quad a_1 = 41,805; \quad a_2 = -11,663.$$

(Вспомогательные расчеты значений входящих в уравнение (4) не показаны)

Таким образом, уравнение вида (3) имеет вид

$$Y = -18,372 + 41,805\alpha^{-\frac{1}{2}} - 11,663\alpha^{-1}. \quad (5)$$

Среднеквадратическая погрешность этого уровня определяется по формуле:

$$\sigma\% = \sqrt{\frac{1}{n-c} \sum \left[\frac{Y - \bar{Y}_h}{Y} \cdot 100 \right]^2} \cdot n_h = 1,036.$$

График, изображающий уравнение (5) представлен на рис. 1.

Умножив обе части уравнения (5) на α , получим

$$24K_u = -18,372\alpha + 41,805\alpha^{\frac{1}{2}} - 11,663. \quad (6)$$

Из формулы (5) весьма просто определить удельное потребление электроэнергии

$$\omega = (-18,372 + 41,805\alpha^{-\frac{1}{2}} - 11,663\alpha^{-1}) \cdot p_y. \quad (7)$$

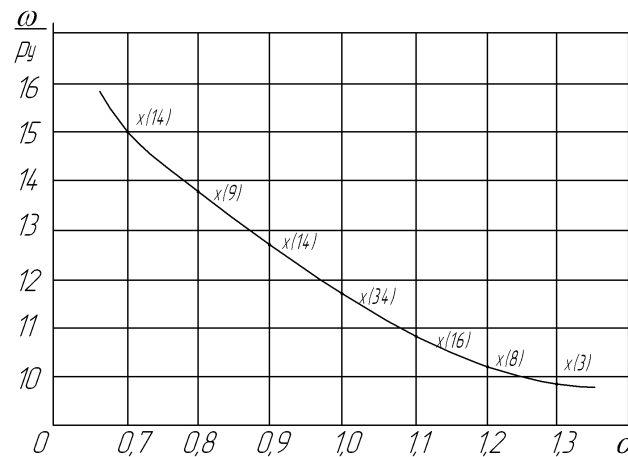


Рисунок 1 – Основная энергетическая характеристика шахты x(14) - показаны опытные точки и их число

В ряде исследований показано [1,2], что электрические нагрузки промышленных предприятий носят стохастический характер. В этом случае важным является определение закона их распределения и соответствие эмпирического закона теоретическому, например, Гауссовскому. Для этого был собран статистический материал среднесуточных активных нагрузок по Ингульской шахте за 41 сутки.

Результаты расчетов соответствия эмпирического распределения теоретическому Гауссовскому по критерию Колмогорова приведены в таблице 2.

Далее среди чисел графы 8 таблицы 2 находится наибольшее число $D_0 = 0,0571$. Вычисляем произведение

$$\lambda = D_0 \sqrt{n} = 0,0571 \cdot \sqrt{41} \approx 0,4.$$

По приложению 6 [6] находим значение функции $P(\lambda) = 0,9972$. Так как $P(\lambda) = 0,9972 > 0,05$, то делается заключение, что расхождение между эмпирическим и теоретическим распределением носят случайный характер. В данном случае эти распределения можно считать согласующимися.

Таблица 2 – Расчет соответствия эмпирического распределения теоретическому по критерию Колмогорова

Интервалы (P_1, P_2) кВт	m	$m(P_2)$	$F_n(P_2) = \frac{m(P_2)}{n}$	$t_2 = \frac{P_2 - \bar{P}}{\sigma}$	$\Phi(t_2)$	$F(P_2) = \frac{1}{2}[\Phi(t_2) + 1]$	$F_n(P_2) - F(P_2)$
1	2	3	4	5	6	7	8
400-530	1	1	0,0243	-2,42	-0,9845	0,0072	0,166
530-660	1	2	0,0487	-1,98	-0,9523	0,0238	0,0249
660-790	2	4	0,0975	-1,53	-0,874	0,0630	0,0345
790-920	2	6	0,1463	-1,09	-0,7243	0,1378	0,0085
920-1050	4	10	0,2439	-0,64	-0,4778	0,2611	0,0172
1050-1180	5	15	0,3658	-0,20	-0,1585	0,4207	0,0549
1180-1310	6	21	0,5121	0,24	0,1897	0,5948	0,0827
1310-1440	8	29	0,7073	0,69	0,5098	0,7549	0,0476
1440-1570	8	37	0,9024	1,13	0,7415	0,8707	0,0317
1570-1700	4	41	1,0	1,58	0,8859	0,9429	0,0571
Σ	41						

На рисунке 2 приведены эмпирическая $F_n(P)$ и теоретическая $F(P)$ интегральные функции распределения среднесуточных активных нагрузок шахты.

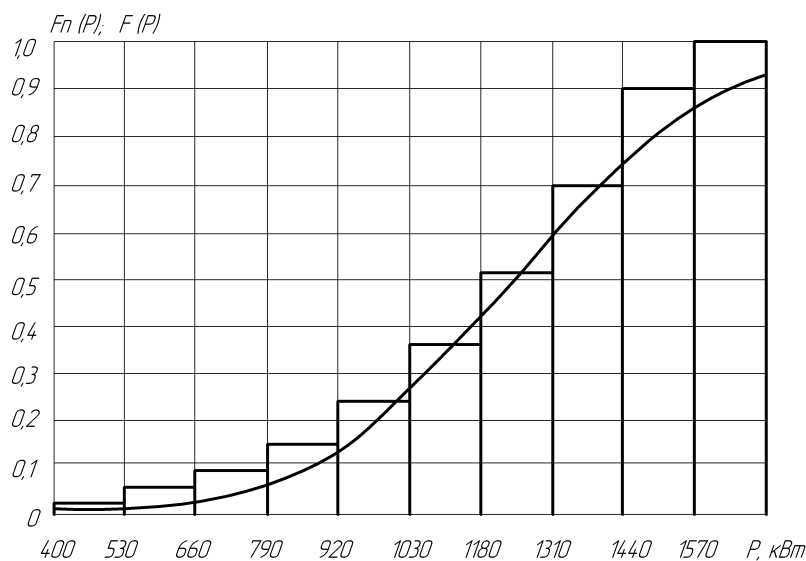


Рисунок 2 – Эмпирическая $F_n(P)$ и теоретическая $F(P)$ интегральные функции распределения среднесуточных активных нагрузок шахты.

Также были проведены расчеты по критериям согласия Пирсона $P(\chi^2) = 0,7 > 0,05$, Романовского $|x^2 - \kappa| : \sqrt{2\kappa} = |3,3904| : \sqrt{2 \cdot 5} \approx 0,51 < 3$ и Ястремского $j = |c - n| : \sqrt{2n + 4\theta} = |3,8758 - 8| : \sqrt{2 \cdot 8 + 4 \cdot 0,6} = 0,9615 < 3$, что также подтверждает согласие эмпирического распределения теоретическому.

Прогнозирование и расчет электропотребления целесообразно вести по проектной производительности и удельным нормам расхода электроэнергии. Удельные нормы, конечно, изменяются при изменении энергоемкости технологического процесса, но эти изменения также поддаются учету и планированию.

Существующий ныне метод расчета электрических нагрузок (метод упорядоченных диаграмм) имеет существенную погрешность до 10% и более и в "Указаниях по расчету электрических нагрузок" рекомендуется, если возможно, определение расчетных нагрузок проводить по удельной плотности нагрузки (кВт/м²) или удельному расходу электроэнергии ((кВт·ч)/ед.)

В данной работе предлагается метод расчета электрических нагрузок предприятий, для которых получены научно обоснованные удельные нормы расхода электроэнергии [1,2].

Располагая удельными нормами вида (7) можно производить оценку расхода электрической энергии или средней мощности за расчетный период.

На шахте были проведены замеры электрических нагрузок на получасовом интервале в течении двух месяцев. Всего получено 2880 отчетов.

Как показали исследования этих нагрузок, процесс их изменения на суточных и тем более на месячных интервалах времени является нестационарным.

Для определения расчетной нагрузки по пику перегрева нет необходимости учитывать свойства нагрузок в отдельные моменты времени, а достаточно лишь выявить результат суммарного воздействия нагрузок на электрическую сеть (например, максимальный нагрев проводников) за расчетный цикл времени. В связи с этим для решения поставленной задачи целесообразно ввести некоторые средние по времени на расчетном интервале T характеристики нестационарных случайных процессов изменения нагрузок [5]:

1. Среднее на интервале T значение нагрузки (аналог оценки математического ожидания для стационарных процессов)

$$m_{\text{PT}} = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt, \quad (8)$$

где $P(t)$ - реализация нестационарного случайного процесса изменения активной мощности за время T .

Среднее значение нагрузки за период T в условиях эксплуатации определяется по показаниям счетчиков электроэнергии; в условиях же проектирования или прогнозирования – по удельным нормам и планируемой производительности (выпуску продукции);

2. Средняя на интервале T дисперсия графика нагрузки (аналог зависимой от времени дисперсии стационарного процесса)

$$D_{\text{PT}} = \frac{1}{T} \int_0^T P^2(t) dt - m_{\text{PT}}^2; \quad (9)$$

3. Осредненная на интервале T одномерная плотность распределения или гистограмма графика нагрузки

$$f_T(P) = \frac{1}{T} \int_0^T f(P, t) dt, \quad (10)$$

где $f_T(P, t)$ - одномерная плотность распределения, зависящая для нестационарных процессов от параметра t .

Необходимо отметить, что указанные характеристики нестационарных процессов изменения нагрузок определяются по одной реализации, поэтому они зависят от T и являются случайными величинами ($D_{\text{PT}}, m_{\text{PT}}$) или случайными функциями $f_T(P)$.

В этом случае важным является вопрос о соответствии этих, определенных по одной реализации, характеристик истинным характеристикам, определенных по ансамблю реализаций, т.е. вопрос об эргодических свойствах нестационарных процессов изменения нагрузок.

Для решения этого вопроса можно использовать эргодические теоремы Н.А. Железнова [5], сформулированные и доказанные для одного класса нестационарных процессов.

Сущность теорем состоит в том, что при выполнении некоторых условий, налагающих ограничения на свойства изучаемых нестационарных процессов, средние по времени характеристики (8), (9) при больших T сходятся с вероятностью единица к соответствующим характеристикам нагрузки, т.е. к неслучайным величинам. Первое условие, необходимое для существования этих эргодических теорем, заключается в ограниченности дисперсии и непрерывности в среднемквадратичном рассматриваемых случайных процессов, что всегда выполняется для графиков электрических нагрузок. Второе условие относится к затуханию корреляционных связей во времени и состоит в том, что в период осреднения T должен значительно превышать интервал корреляции, т.е. интервал существенного ослабления корреляционных связей.

Исследования показали, что в корреляционных функциях графиков нагрузки помимо затухающей аperiодической имеются периодические слагающие, обусловленные суточной, недельной и сезонной цикличностью электропотребления. Поэтому для эффективного использования эргодических теорем Н.А. Железнова при анализе нагрузок дополнительно к условию $T > (\tau_0)$ (τ_0 – интервал затухания аperiодической слагающей) необходимо выполнение кратности интервала T периодам периодических слагаемых.

Таким образом, можно считать, что для данного потребителя месячный интервал удовлетворяет необходимым условиям эргодических теорем.

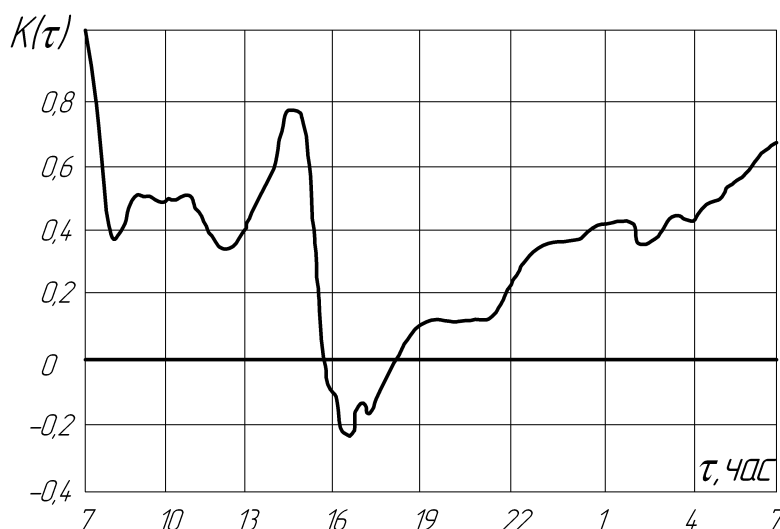


Рисунок 3 – Корреляционная функция изменения получасовых нагрузок шахты

Полученные с помощью теорем Н.А. Железнова выводы об эргодических свойствах нестационарных процессов изменения нагрузок относительно характеристик (8) и (9) распространяемы, очевидно, и на характеристику (10). Действительно, если период T удовлетворяет вышеуказанным условиям и все возможные свойства формирования нагрузок проявились за этот период неоднократно, то можно ожидать, что всегда найдется такой T , для которого гистограмма графика нагрузки при дальнейшем увеличении T изменится незначительно. Другими словами,

последовательность случайных функций $f_T(P)$, которая имеет место для разных значений T , сходится с вероятностью единица к пределу $\bar{f}(P)$, т.е. для любых $\varepsilon > 0$ и $\delta > 0$ всегда найдется такое T , что при любых t вероятность совместного осуществления K неравенств

$$\left| f_{T+t_k}(P) - \bar{f}(P) \right| < \varepsilon; \quad t_\varepsilon = t_1, t_2, \dots, t_\varepsilon$$

будет больше, чем $1 - \delta$. При этом

$$\lim_{T \rightarrow \infty} f_T(P) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(P, t) dt = \bar{f}(P).$$

С помощью осредненных по времени статистических характеристик (8), (9), (10), вычисляемых по одной реализации, нестационарные электрические нагрузки можно сопоставить с эквивалентными в среднем однородными по времени стационарными случайными величинами, статистические характеристики и законы и законы распределения которых имеют смысл осредненных по времени характеристик нестационарных случайных процессов. Зная эти характеристики и законы распределения, отнесенные к периоду времени (месячному, годовому), нетрудно определит расчетную максимальную нагрузку с оценкой её доверительной вероятности. Очевидно, при этом главным является отыскание осредненных на интервале T одномерных законов распределения графиков нагрузки (10).

Если полученная гистограмма аппроксимируется кривой $f_T(P)$, то на основании полученного закона распределения можно вычислить максимальную 30 – минутную расчетную нагрузку P_p при заданной доверительной вероятности, которая обычно принимается равной 0,95.

С использованием (10) для шахты можно вычислить коэффициент расчетного максимума

$$K_{pm} = \frac{P_m}{m_{mp}}.$$

Тогда расчетная нагрузка может быть определена по формуле

$$P_p = K_{pm} \cdot P_{cp}, \text{ кВт.} \quad (11)$$

Средняя нагрузка в формуле (11) определяется через удельный расход электроэнергии, полученной с помощью выведенной здесь энергетической характеристики (7).

$$P_{cp} = \frac{\omega \cdot A_0}{24}, \text{ кВт.} \quad (12)$$

Выводы

1. Доказаны значимость и реальность существования связи между основными электроэнергетическими показателями и выпускаемой продукцией.
2. Полученная энергетическая характеристика с погрешностью, не превышающей 1,5%, может быть положена в основу практических расчетов по нормированию электропотребления на шахте и его рационального использования.
3. Предложен метод расчета электрических нагрузок на предприятиях данной отрасли промышленности по удельному расходу электроэнергии с использованием нестационарной модели графиков электрических нагрузок.

Список литературы

1. Ю.И. Казанцев. Основная энергетическая характеристика промышленных предприятий с массовым выпуском однородной продукции. Известия СО АН СССР, №3.- 1970.
2. Б.Н. Авилов–Карнаухов. Электроэнергетические расчеты для угольных шахт.- М.: «Недра», 1969.
3. В.И. Романовский. Математическая статистика, кн.2. Издательство АН СССР, 1961.
4. Г.А. Соколов, И.М. Гладких. Математическая статистика. Издательство «Экзамен», М.: 2007.
5. Н.А. Железнов. Некоторые вопросы теории информационных электрических систем. ЛКВВИА им. Можайского, 1960.
6. С.Н. Лозинский. Сборник задач по теории вероятности и математической статистике. –М.: «Статистика», 1967.

В статье показан вывод энергетической характеристики и метод расчета электрических нагрузок.

In the article the conclusion of power description and method of computation of the electric loading are shown.

Вплив відбивача зайвого насіння на якість виконання посіву

Теоретично та експериментально визначено вплив геометричних параметрів відбивача зайвого насіння вакуумного пневмомеханічного висівного апарата на рівномірність розподілу насінин по довжині рядка.

вакуумний пневмомеханічний висівний апарат, відбивач зайвого насіння, рівномірність розподілу насінин

Найважливішим показником якості роботи висівних апаратів просапних сівалок є рівномірність розподілу насінин по довжині рядка. Саме від нього, в першу чергу, залежить врожайність. На рівномірність розподілу насінин вакуумним пневмомеханічним висівним апаратом (ВПМВА) впливають ряд чинників, серед яких найсуттєвішими більшість дослідників [1, 2] вважають розміри присмоктувальних отворів, їх кількість та швидкість руху, форму та розміри відбивача зайвого насіння, величину розрідження у вакуумній камері.

Метою даної роботи є підвищення якості висіву вакуумним пневмомеханічним висівним апаратом сівалки УПС-8 шляхом заміни серійного відбивача зайвого насіння на експериментальний з оптимізованою формою поверхні.

Конструкція та геометричні параметри пластинчастого відбивача в плані мають забезпечити плавний (без удару) початок контакту насінин з відбивачем, поступове зміщення їх до крайнього положення, коли одна насінина наблизиться до центра присмоктувального отвору, а друга (зайва) буде зміщена від нього настільки далеко, що зусилля її притягування зменшиться, і вона під дією власної ваги впаде до насінневої камери.

Припустимо, що робоча поверхня пластинчастого відбивача не має виступів і западин. Дуга відбивача має радіус R_c і центр, розміщений у точці С (рис.1).

Положення відбивача відносно кола присмоктувальних отворів (центр – у точці О) регулюють його поворотом навколо центра D на кут β . Відстань між віссю обертання та центром дуги відбивача дорівнює R .

При повороті відбивача змінюється положення точки С відносно точки О ($CO=e$). Координати точки D відносно точки О постійні і дорівнюють q і v .

Довжину відрізка OD можна визначити з рівняння

$$OD = \sqrt{q^2 + v^2}.$$

За теоремою косинусів зміщення центра С відносно О дорівнює

$$e = \sqrt{R^2 + OD^2 - 2R \cdot OD \cdot \cos \beta}$$

або після підстановки

$$e = \sqrt{R^2 + q^2 + v^2 - 2R\sqrt{q^2 + v^2} \cos \beta}. \quad (1)$$

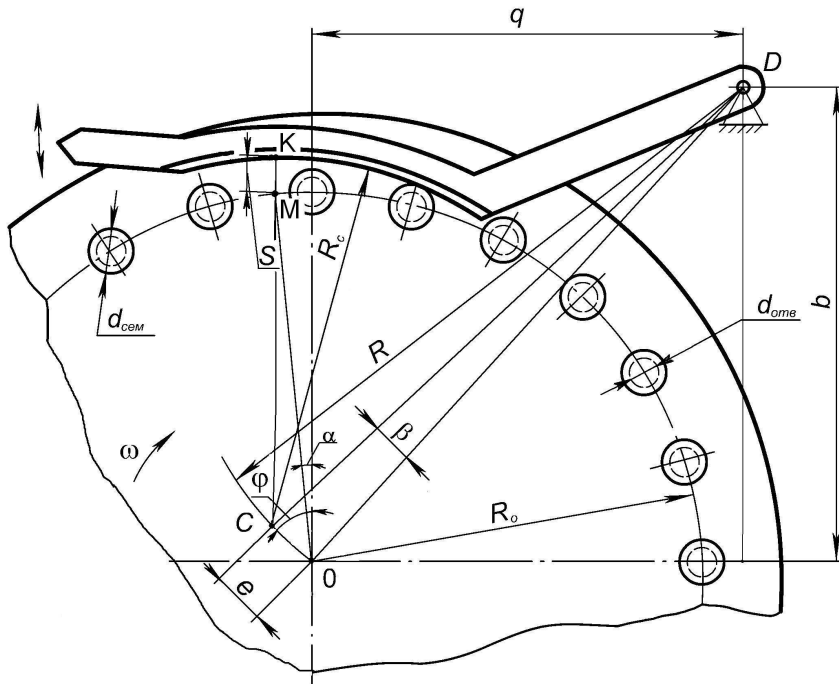


Рисунок 1 – Схема відбивача зайвого насіння

Визначимо, як змінюється відстань S між колом присмоктувальних отворів та колом відбивача (нижньою кромкою робочої поверхні відбивача) (рис.1) в залежності від кута φ між радіус-векторами, проведеними з точки O в точку C і точку M (центр мас насінини, присмоктаної до отвору).

За теоремою косинусів маємо

$$MC = \sqrt{MO^2 + CO^2 - 2 \cdot MO \cdot CO \cdot \cos \varphi} = \sqrt{R_0^2 + e^2 - 2R_0e \cos \varphi}, \quad (2)$$

де R_0 – радіус кола присмоктувальних отворів.

Очевидно $KM = KC - MC$, а оскільки $KC = R_c$, то підставляючи MC з (2), отримаємо

$$KM = S = R_c - \sqrt{R_0^2 + e^2 - 2R_0e \cos \varphi}. \quad (3)$$

Формула (3) виведена для випадку, коли $R_c \leq R_0$, але і при $R_c > R_0$ вона має такий самий вигляд.

Визначимо складові рівняння. З геометричних побудов (рис. 1) видно, що

$$\varphi = \theta_1 + \theta_3 - \alpha - 90^\circ. \quad (4)$$

З трикутника CDO за теоремою синусів

$$\theta_1 = \arcsin(R \cdot \sin(\beta)/e). \quad (5)$$

З трикутника DNO можна записати

$$\theta_3 = \arctg(b/q).$$

Підставивши складові, в кінцевому вигляді значення кута φ можна записати

$$\varphi = \arcsin(R \cdot \sin \beta / e) + \arctg(b/q) - \alpha - 90^\circ. \quad (6)$$

Визначимо параметри відбивача, дуга якого може мати максимально можливу довжину і забезпечить тривалу поступову дію на насінини. Його обмежують з двох боків кут $\varphi = \varphi_{нк}$ (рис. 2), якому відповідає рівень насіння у насінневі камері, і кут $\varphi = \varphi_{кс}$,

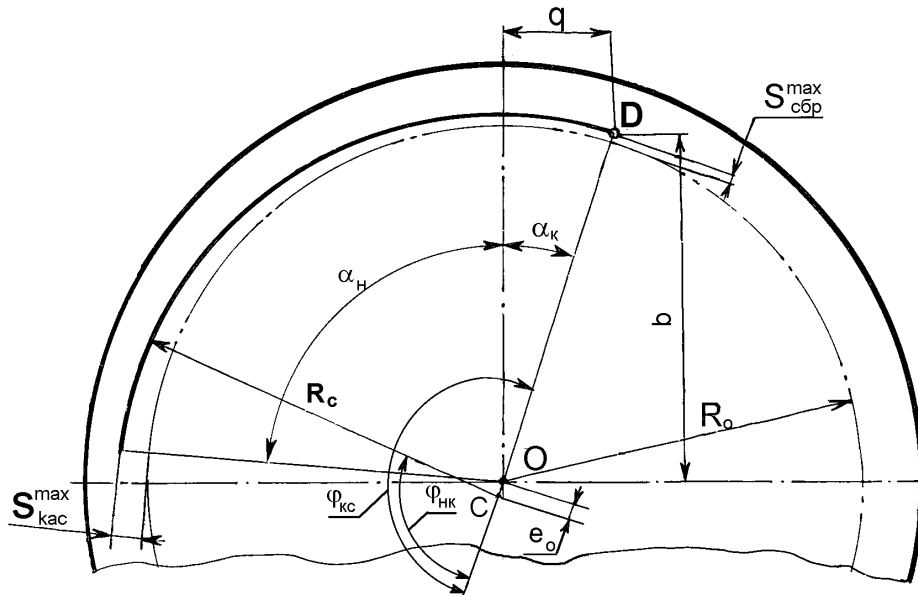


Рисунок 2 – Схема розташування дуги відбивача

при якому має закінчуватись дуга відбивача, щоб зайве насіння, скинуте ним, не вилетіло за межі насінневої камери при максимальній швидкості обертання висівного диска.

Вважаємо, що насінина максимального діаметра торкається поверхні відбивача при $S = S_{кас}^{max}$ (ця величина залежить не тільки від розміру насінини, але і від форми та розмірів перерізу відбивача і поверхні присмоктувального отвору.).

Підставляючи значення φ і S у момент торкання у формулу (3), отримаємо

$$S_{кас}^{max} = R_c - \sqrt{R_0^2 + e^2 - 2R_0e \cos \varphi_{нк}} . \quad (7)$$

Дія поверхні відбивача на насініну завершується тоді, коли насініну зміщено до $S = S_{сбр}^{max}$, тобто на відстань, при якій всі зайві насінини будуть скинуті, а одиночні залишаться. Підставимо $\varphi = \varphi_{кc}$ і $S = S_{сбр}^{max}$ у формулу (3)

$$S_{сбр}^{max} = R_c - \sqrt{R_0^2 + e^2 - 2R_0e \cdot \cos \varphi_{кc}} . \quad (8)$$

Розташуємо центр кола відбивача С так, щоб він лежав на продовженні відрізка DO. Тоді $\varphi_{кc} = 180^\circ$. Підставимо це значення в (8) і отримаємо

$$S_{сбр}^{max} = R_c - (R_0 + e_0), \quad (9)$$

де e_0 – значення ексцентриситету при $\beta = 0^\circ$.

Розв'язок рівняння (9) відносно R_c дає

$$R_c = R_0 + e_0 + S_{сбр}^{max} .$$

Підставивши значення R_c до (7), отримаємо

$$S_{кас}^{max} = R_0 + e_0 + S_{сбр}^{max} - \sqrt{R_0^2 + e_0^2 - 2R_0e \cos \varphi_{нк}} . \quad (10)$$

Розв'яжемо рівняння (10) відносно e_0 . Опускаючи елементарні перетворення, отримуємо

$$e_0 = \frac{R_0 S_{кас}^{max} - R_0 \cdot S_{сбр}^{max} + S_{сбр}^{max} \cdot S_{кас}^{max} - 0,5 \left((S_{сбр}^{max})^2 + (S_{кас}^{max})^2 \right)}{R_0 + S_{сбр}^{max} - S_{кас}^{max} + R_0 \cos \varphi_{нк}}$$

Підставивши значення e_0 до (9), визначимо приблизно R_c .

$$R_c \approx (R_0 + S_{кас}^{max}) \left(1 - \frac{S_{кас}^{max} - S_{сбр}^{max}}{R_0 (1 + \cos \varphi_{нк})} \right).$$

Перевіримо, чи достатня довжина відбивача для скидання зайвого насіння мінімального розміру. Визначимо кут, при якому насінина торкнеться відбивача, з рівняння (3), підставляючи до нього $S = S_{кас}^{min}$ і $\varphi = \varphi_n$ і розв'язуючи відносно φ_n

$$\varphi_n = \arccos \frac{R_0^2 + e^2 - (R_c - S_{кас}^{min})}{2R_0 e_0}.$$

Визначимо сектор повороту, на протязі якого діє відбивач

$$\Delta \varphi = \varphi_n - \varphi_{кc}.$$

Якщо він перевищить гранично допустиму ($\Delta \varphi \geq \Delta \varphi_{гран}$), то це свідчить про можливість висівати насіння всіх культур без регулювання положення відбивача.

Якщо $\Delta \varphi < \Delta \varphi_{гран}$, то треба визначити кут β , на який треба повернути відбивач, щоб для скидання зайвого насіння використовувалась вся довжина його робочої поверхні. Для цього підставимо до (3) $S = S_{кас}^{min}$ і $\varphi = \varphi_{кc}$

$$S_{кас}^{min} = R_c - \sqrt{R_0^2 + e^2 - 2R_0 e \cos \varphi_{кc}}.$$

Розв'язуючи рівняння (2.41) відносно e , отримуємо два корені

$$e_1 = R_0 \cos \varphi_{кc} + \sqrt{R_0^2 \sin^2 \varphi_{кc} + (R_c - S_{кас}^{min})^2},$$

$$e_2 = R_0 \cos \varphi_{кc} - \sqrt{R_0^2 \sin^2 \varphi_{кc} + (R_c - S_{кас}^{min})^2}.$$

Визначимо кут β з (1)

$$\beta = \arccos \frac{R^2 + q^2 + e^2 - e^2}{2R \sqrt{q^2 + e^2}}.$$

Враховуючи, що з геометричних міркувань $q^2 + b^2 = (R_0 + S_{сбр}^{max})^2$, отримуємо кут повороту відбивача

$$\beta = \arccos \frac{R^2 + (R_0 + S_{сбр}^{max})^2 - e^2}{2R (R_0 + S_{сбр}^{max})}.$$

Рівномірність висіву оцінюється коефіцієнтом варіації інтервалів між насінинами у рядку K_v і визначається на спеціально розробленому в КНТУ лабораторному стенді [3, 4].

Стенд оснащений програмованим мікропроцесорним пристроєм, призначеним для оперативної оцінки якості розподілу насінин у потоці, який формується висівним апаратом.

Для проведення досліджень виготовлено відбивач зайвого насіння зі змінною формою та параметрами робочої поверхні (рис.3). Форма робочої поверхні



Рисунок 3 – Відбивач зайвого насіння:

характеризується радіусом її скруглення R_c . Вона утворюється і змінюється встановленням відповідних знімних секторів. Комбінуючи параметрами секторів, в експерименті змінювали загальний радіус скруглення робочої поверхні відбивача та її довжину.

Експерименти проводились згідно стандартної методики випробування посівної техніки [5].

Дослідженнями впливу кривизни робочої поверхні відбивача на якість виконання технологічного процесу висіву насіння встановлена нелінійна залежність зменшення коефіцієнту варіації розподілу насінин при збільшенні радіуса кривизни робочої поверхні R_c (рис. 4). Як видно з отриманої залежності, спостерігається поступове зменшення коефіцієнту варіації при збільшенні радіуса. Пояснити це можна тим, що збільшення радіуса призводить до розтягування процесу силового впливу відбивача на присмоктані до отвору зайві насінини.

Менш інтенсивний вплив силового фактору підвищує плавність дії відбивача, що позитивно впливає на якість виконання процесу.

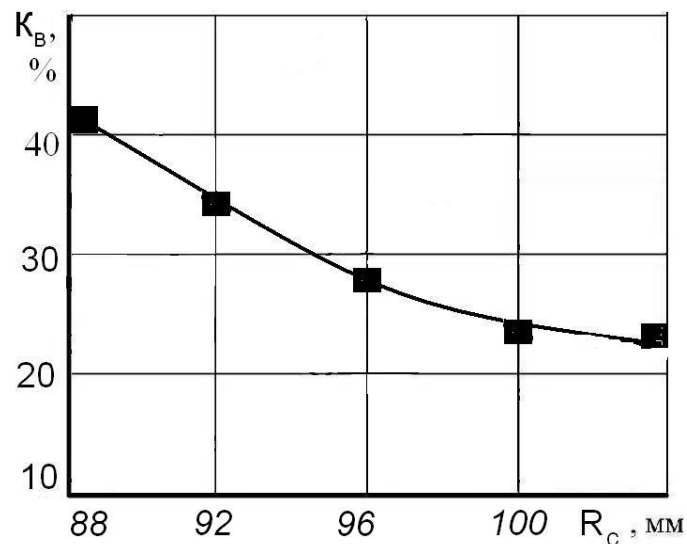


Рисунок 4 – Вплив радіуса кривизни робочої поверхні відбивача на рівномірність розподілу насінин по довжині рядка

Однак, слід відмітити відносно незначний вплив форми закруглення робочої поверхні на якість висіву (коефіцієнт варіації) у всьому інтервалі варіювання радіусів,

які змінювались від 88 мм до 104 мм. В той же час, як встановлено в експерименті, відсутність відбивача суттєво знижує точність висіву (до 18%). Без відбивача коефіцієнт варіації досягав $k_v=63\%$. Враховуючи зниження впливу радіуса робочої поверхні при величинах більших $R_c \geq R_{\min}=100$ мм (рис. 4) доцільно в конструкціях апаратів, враховуючи обмеженість їх розмірів і ваги, рекомендувати виконувати робочу поверхню відбивача вказаним радіусом.

Список літератури

1. Комаристов В.Е. Исследование пневматического аппарата для посева семян пропашных культур / В.Е. Комаристов, Н.Н. Петренко, Л.Д. Игнатенко // Конструирование и технология производства с.-х. машин: респ. межвед. науч.-техн. сб.– К. : Техника, 1975 .– Вып.5 .– С.31–35.
2. Ликкей А.В. Анализ качества работы высевашего аппарата сеялки СУПН-8 при посеве семян кукурузы / А.В. Ликкей., К.Г. Иваница, Л.Г. Мещишена // Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин: респ. межвед. науч.-техн. сб. – К. : Техника, 1986 .– Вып. 16 .– С.18–23.
3. Бойко А. І. Експериментальне визначення раціональних параметрів вакуумного пневмомеханічного висівного апарата / А. І. Бойко, В. В. Амосов // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин : загальнодерж. міжвідомч. наук.- техн. зб.– Кіровоград: КНТУ, 2006.– Вип. 36.– С.108–110
4. Пархоменко М.Д. Устройство регистрации семенного потока / М.Д. Пархоменко, А.А. Лукьяненко, И.Н. Горевой // Проблемы разработки, производства та експлуатації с.-г. техніки. – Кіровоград: КІСМ, 1995.–С.132–137.
5. РД 10.5.1-91 Випробування сільськогосподарської техніки. Машина посівні. Програма і методи випробувань.

Теоретически и экспериментально определено влияние геометрических параметров отражателя лишних семян вакуумного пневмомеханического высевашего аппарата на равномерность распределения семян по длине ряда.

Influence of geometrical parameters of the reflector of superfluous seed vacuum pneumomechanical sowing seedmeter on evenness of distributing of seeds on length of row is theoretically and experimentally definite.

**О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук, С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук,
Ю.В. Рябоволик, асп.**

Кіровоградський національний технічний університет

Застосування електродугового напилення з пошаровою мікроплазмовою обробкою при нанесенні зносостійких покриттів

В статті запропоновано комбінований технологічний метод нанесення зносостійких електродугових покриттів з супутньою пошаровою мікроплазмовою обробкою. Здійснено розрахунки температурних полів і температурних циклів в приповерхневому шарі циліндрової деталі при русі джерела теплоти по гвинтовій лінії.

електродугове напилення, мікроплазмова обробка, покриття

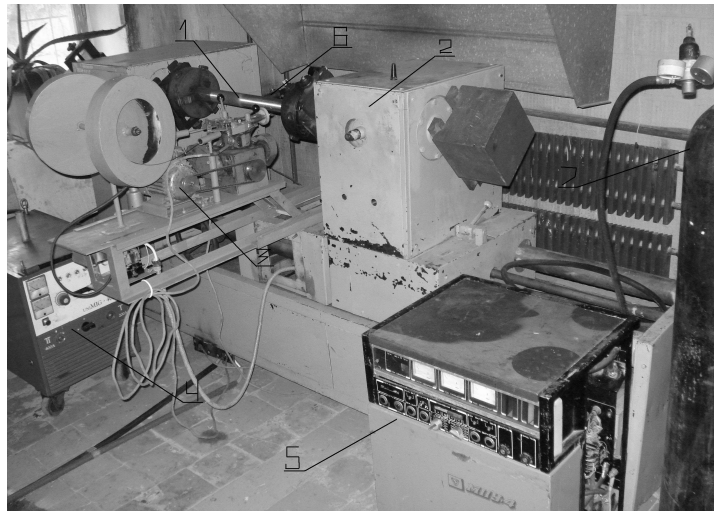
Стан проблеми та постановка задачі. Одним з найбільш розповсюджених способів відновлення деталей є ЕДН [1,2]. В даний час для відновлення деталей пар тертя застосовується напилення різнорідними дротами – порошковим та суцільнотягнутим. Застосування цієї технології дозволяє забезпечити високі трибомеханічні властивості покриття. Разом з тим покриття формується з різнорідних за властивостями ламелей, розділених по кордоні розділу шаром оксидів, карбідів та боридів. При цьому покриття мають значну поруватість від 7 до 18 %. Незважаючи на позитивний вплив на трибологічні властивості, подібна структура покриття знижує втомну міцність покриття під дією ударних навантажень через розвиток втомної тріщини по границі розділу ламелей, що особливо актуально при відновленні корінних та шатунних шийок колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання. Крім того при випробуванні покриттів незакріпленим абразивом встановлено, що в покриттях в першу чергу зношуються м'які ламелі по кривій найменшого спротиву. Після цього острівці твердої фази виступають із матриці, а потім вириваються з неї під дією навантажень [3]. Вплив цього фактору особливо відчутний при відновленні внутрішніх поверхонь корпусів насосів та компресорів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій з розглядуваної проблеми показав, що для усунення цих недоліків доцільно було б піддати композиційне покриття оплавленню за рахунок нагріву до температури плавлення легкоплавкої складової та забезпечити підігрів поверхні основи для підвищення міцності зчеплення. Традиційно оплавлення та підігрів напилених деталей здійснюють газовим пальником, ТВЧ, в печі з контрольованою атмосферою. [4] Застосування для цього висококонцентрованих джерел нагріву (плазмових, лазерних, електроннопроменевих) надає можливість в широких діапазонах регулювати умови кристалізації оброблюваного матеріалу, позитивно впливаючи на його структуру і фізико-механічні властивості [5,6]. Проте оплавлення висококонцентрованими джерелами нагріву шарів завтовшки більше 0,3-0,4 мм викликає або несплав їх з матеріалом основи, або перегрів поверхневої зони. Це приводить до неоднорідності структури і властивостей по товщині напиленого шару. Це особливо актуально при відновленні деталей поверхні яких в процесі подальших ремонтів піддаються перешліфовуванню під ремонтні розміри.

В зв'язку з цим необхідно розробити такі технологічні прийоми обробки напилюваного покриття, які дозволяють зберегти його високі трибологічні

характеристики, забезпечивши при цьому отримання високих однорідних властивостей шару, що наноситься та підвищення його адгезійної і когезійної міцності. При цьому необхідно здійснити проплавлення до температури плавлення легкоплавкої складової композиційного покриття. Важливо також забезпечити низький термічний вплив на деталь.

Для вирішення поставленого завдання була використана технологія електродугового напилення з супутньою пошаровою мікроплазмовою обробкою. Комплект обладнання зображено на рис.1.

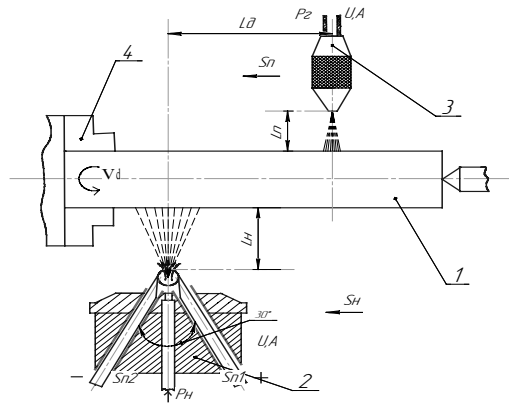


1 - оброблювана деталь; 2- обертач; 3- електродуговий розпилювач; 4- джерело живлення електродугового розпилювача; 5-установка МПУ-4; 6- мікроплазмовий пальник УС.ДСР - 45- 002; 7- система газозабезпечення

Рисунок 1- Комплект обладнання для напилення покриття з пошаровим мікроплазмовим оплавленням

За допомогою електродугового розпилювача захисний шар напилювався на поверхню деталі, що обертається. Одночасно з напиленням проводилось мікроплазмове оплавлення спочатку матеріалу основи, а потім кожного шару покриття. Оплавлюючий плазмотрон розташовувався на діаметрально протилежній стороні деталі по відношенню до електродугового розпилювача. Неприпустимо поєднання зон напилення і оплавлення, оскільки в цьому випадку напилювані частинки осідатимуть на перегрітій поверхні, що істотним чином понизить швидкість їх кристалізації і погіршить будову і властивості шару. Процес вели в декілька проходів до отримання покриття заданої товщини.

Для визначення технологічних параметрів процесу (рис.2) при напиленні та пошаровому оплавленні покриттів велике значення мають термічні цикли процесу [5, 6], які визначають умови взаємодії зміцнюючих фаз з матрицею твердого розчину в процесі її перекристалізації, а також інтенсивність дифузійного переміщення заліза з основного металу в покриття. При оплавленні напилених покриттів параметри режиму, що безпосередньо визначають термічний цикл - температура нагріву, час витримки, швидкість охолодження і ін. - роблять істотний вплив на структуру, адгезійні і міцнісні властивості матеріалу покриття і його зносостійкість.



1 - оброблювана деталь; 2 – апарат електродугового наплення; 3 - головка мікроплазмової обробки; Vd – швидкість обертання деталі; Pn – тиск розпилюючого газу; Pz – тиск плазмоутворюючого та захисного газу; Ln - відстань від сопла розпилювача до деталі; Lp - відстань від сопла мікроплазмового пальника до деталі Ld – відстань між зонами термічного впливу металоповітряного струменю та плазмової дуги; Sh та Sp – горизонтальна подача розпилювача та мікроплазмової головки відповідно

Рисунок 2 - Схема процесу електродугового наплення з мікроплазмовою обробкою

З метою вибору оптимальних параметрів режиму мікроплазмової обробки, розраховували термічні цикли і температурні поля в приповерхневому шарі циліндрових деталей . Для цього визначали режими, які сприяли нагріву в необхідному температурному інтервалі, а також товщину оплавленого шару і встановлювали аналітичну залежність між основними параметрами дії плазмової дуги і температурним полем оброблюваної поверхні. При розрахунках температурних полів застосовували метод суперпозиції - накладення в часі процесів вирівнювання температури від дії миттєвих зосереджених джерел, прикладених в певні моменти часу у відповідних точках тіла.

Приймали наступні допущення: початкова температура тіла і навколишнього середовища рівна нулю; джерело теплоти (плазмова дуга) точкове, переміщається по поверхні циліндра по деякій довільній гвинтовій лінії постійного кроку; ефективна потужність джерела постійна в часі; теплообмін на поверхні металевого тіла при високій швидкості процесу вважається адіабатичним, тобто коефіцієнт тепловіддачі α значно менше коефіцієнта теплопровідності λ і співвідношення $(\alpha / \lambda) > 0$; теплофізичні властивості матеріалу (α, λ - коефіцієнти температуро - і теплопровідності) приймали постійними і відповідними середній температурі процесу (500°C) [5]; $\lambda = 18$ Вт/м · °C; $\alpha = 4 \cdot 10^{-6}$ м²/с; не враховується теплота фазового переходу, що поглинається на передній межі плями нагріву при плавленні легкоплавкої фази оброблюваного покриття і що виділяється згодом при її кристалізації.

З урахуванням вказаних допущень температурне поле в приповерхневому шарі циліндрового зразка розраховували по формулах, одержаним методом інтегральних перетворень Лапласа-Карсона [6].

Температура точки у момент часу t в циліндровій системі координат r, φ, z на $(m+1)$ -му обороті рівна

$$T = \frac{q}{2\pi\lambda v_\varphi} \sum_{i=0}^m \left\{ \frac{1}{\Delta t_i} \exp \left[-\frac{(R-r)^2 + (z-v_z \xi_i)}{4\alpha \Delta t_i} \right] \right\},$$

де q - потужність теплового джерела;

R - радіус циліндрового зразка;

v_{φ} - лінійна швидкість обертання;

Δt_i - час від початку 1-го обороту;

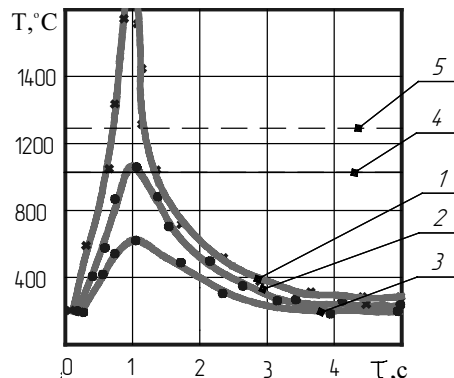
V_z - лінійна швидкість переміщення джерела уздовж осі Z;

$\xi_i = \frac{\varphi + 2\pi i}{w}$ - момент часу, в який на $(i+1)$ -му обороті кут знаходження теплового джерела рівний Φ (w - кутова швидкість).

Вираз для точкового джерела в достатній мірі можна застосувати для розрахунку температурних полів при розосередженому тепловому навантаженні на відстані, що перевищує діаметр плями джерела нагріву (в даному випадку стислої дуги), тобто при $\Delta t_i > \tau_T$, де $\tau_T = \frac{d}{2v_{\varphi}}$ - діаметр плями джерела нагріву).

На підставі приведеної формули були розроблені два обчислювальні алгоритми і складені програми для ПЕОМ, що дозволяють розраховувати розподіл температури в циліндровому зразку для будь-якого заданого відрізка часу або простору при певному режимі рухомого по гвинтовій лінії теплового джерела, якщо задані його потужність, швидкості обертання і подовжнього переміщення. На основі розроблених програм розраховані температурні поля і термічні цикли в циліндровому зразку на прикладі мікроплазмової обробки напилюваних покриттів.

Нагрів і охолодження при мікроплазмовій обробці точок покриття, що лежать на різній глибині від поверхні зразка, представлені на рис. 3.

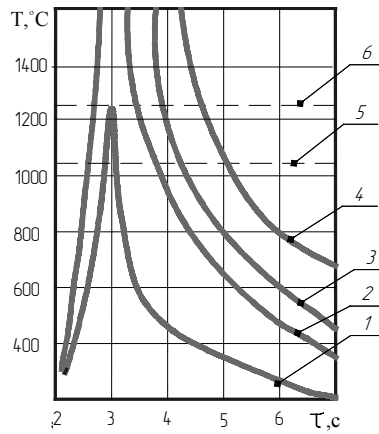


1 - на поверхні; 2 - на глибині 0,5 мм; 3 - те ж, 1 мм ($q = 1000$ Вт, $w = 0,5$ с⁻¹, $v_z = 3,18$ мм/с, ;
4 - температура плавлення легкоплавкої складової КП; 5 - температура плавлення КП

Рисунок 3 - Термічні цикли точок, розташованих на різній глибині зразка діаметром 50 мм

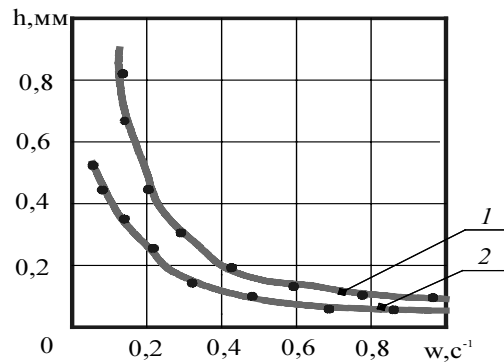
Видно, що нагрів покриття по товщині зразка нерівномірний: має місце значний перегрів точок, розташованих на поверхні, і недостатній нагрів точок на глибині 1 мм. Для якісного оплавлення необхідний нагрів в інтервалі температур від 1050 до 1280 °С, тобто вище за температуру плавлення пластичної складової сплаву (біля 1050 °С), але нижче за температуру плавлення зносостійкої компоненти (1280 °С). З урахуванням цієї вимоги було запропоновано виконувати мікроплазмову обробку, пошарово (за один прохід мікроплазмового пальника обробляти шар завтовшки 0,2-0,4 мм).

На рис. 4 представлені термічні цикли для точки, розташованої на глибині 0,2 мм від поверхні, при різних кутових швидкостях обробки матеріалу покриття. Видно, що із збільшенням швидкості знижується максимальна температура нагріву даної точки, розташованої на певній глибині від поверхні, наслідком чого є зменшення глибини проплавлення оброблюваного матеріалу (рис. 5)



1 - 0,5 і 31,8; 2 - 0,33 і 21,2; 3 - 0,25 і 16,4 - 0,20 і 13 ($q = 1000$ Вт); 4 - температура плавлення легкоплавкої складової КП; 5 - температура плавлення КП

Рисунок 4 - Термічні цикли точок на глибині 0,2 мм при різних w (с^{-1}) і v_z (мм/с)



1 - 1200; 2 - 750

Рисунок 5 - Залежність глибини проплавлення h від w при q , рівному (Вт)

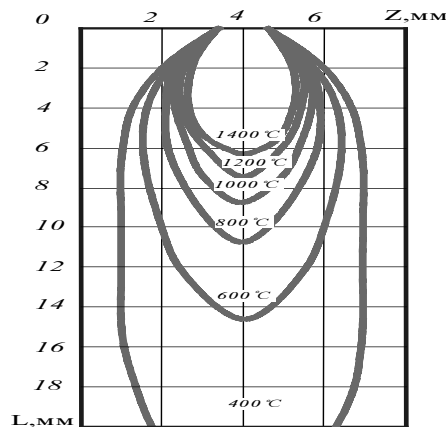


Рисунок 6. - Температурне поле поверхні деталі при плазмовій обробці (q (w і v_z - див. рис. 3)

Загальна картина нагріву оброблюваної циліндрової поверхні представлена температурним полем (рис. 6) у вигляді ізотерм, розташованих за рухомим джерелом. Проекція на вісь абсцис перетину найбільш широкої частини температурної кривої при 1050 °С дозволяє визначити ширину сліду обробки. Відповідно до цього можна вибрати крок обробки за умови оплавлення всієї площі покриття (сусідні зони оплавлення

повинні стикатися один з одним).

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень були вибрані наступні режимні параметри мікроплазмової обробки, напилюваних покриттів: струм розряду дуги 20-40 А, напруга дуги 55-60 В, відстань від зрізу сопла до виробу 10 мм, витрата плазмоутворюючого газу 1,5-2,5, а захисного - 5 л/хв., лінійна швидкість обертання зразка 18-25 м/год, крок між витками 3- 4 мм.

Висновки

1. Пошарова мікроплазмова обробка напилюваних покриттів з різномірних дротів дозволяє підвищити їх однорідність.

2. Розрахунки температурних полів і температурних циклів в приповерхневому шарі циліндрової деталі при русі джерела теплоти (мікроплазмової дуги) по гвинтовій лінії дозволяють вибрати режимні параметри пошарової мікроплазмової обробки напилюваних покриттів.

Список літератури

1. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыление. - М.: Машиностроение, 1985.- 240 с.
2. Кречмер З. Напыление металлов, керамики и пластмасс.- М.: Машиностроение.1966. - 432 с.
3. Маркович С.І. Дослідження зв'язку зносостійкості з фізико-механічними властивостями покриттів, нанесених електродуговим напиленням різномірних дротів // Проблеми тертя та зношування. – Київ, 2007. - №46. С. 16-18.
4. Ивашко В.С., Куприянов И.Л., Шевцов А.И. Электротермическая технология нанесения защитных покрытий. Минск.: Наука і техника. 1996. – 375.
5. Чачин А. Н., Кардаполова М. А., Спиридонов И. В. Использование лазерного нагрева для управления триботехническими свойствами газотермических покрытий // Технологическое управление триботехническими характеристиками узлов машин: Сборник. Кишинев, 1985.- С. 18—19.
6. Спиридонов Н. В., Кардаполова М. А., Девойно О. Г. Влияние лазерного нагрева на износостойкость композиционных покрытий // Трение и износ.- 1988.- № 1.- Т. 9. - С. 60—65.

В статье предложен комбинированный технологический метод нанесения износостойких электродуговых покрытий с сопутствующей послойной микроплазменной обработкой. Осуществлены расчеты температурных полей и температурных циклов в приповерхностном слое цилиндрической детали при движении источника теплоты по винтовой линии.

In the article the combined technological method is offered causing wear proof electro- arc coverages with a concomitant layer by plasma treatment. The calculations of the temperature fields and thermocycles are carried out in the superficial layer of cylinder detail at motion of source of warmth on a spiral line.

Л.А. Дробашко

Крымский филиал НАУ

Н.Н. Данченко, доц., канд. техн. наук, Н.Ф. Стоев

Таврический государственный агротехнологический университет

Биометрия стеблестоя как внешний фактор условий функционирования очесывающего устройства

В статье рассмотрены основные статистические характеристики биометрических параметров стеблестоя и дана оценка их изменчивости по ширине захвата очесывающего устройства и по длине гона. **биометрия стеблестоя, очес на корню, глубина погружения, копирование поверхности стеблестоя**

Вступление. Уборка зерновых культур методом очеса растений на корню признана как новое и перспективное направление развития зерноуборочных машин. Разработке новых технологий и технических средств для уборки различных зерновых культур методом очеса растений на корню посвящены многочисленные исследования, начатые в 80-х годах прошлого века и продолжающиеся в настоящее время в Украине и за рубежом. К ним относятся разработки сотрудников ТГАТУ (Шабанов П.А., Повиляй В.М., Гончаров Б.И., Данченко Н.Н., Голубев И.К., Шкиндер В.Н., Аблогин Н.Н., Шокарев А.Н. и др.). Полевые испытания очесывающего устройства ОУ конструкции ТГАТУ показали большие преимущества данного способа уборки. Преимущества этого метода заключаются в том, что в молотилку комбайна подается лишь зерновая часть биологического урожая в виде очесанного вороха, характеризующегося высоким содержанием в нем зерновой фракции, незерновая часть урожая (очесанный стеблестой) не пропускается через молотилку, а скашивается за тот же проход комбайна. Применение метода очеса позволяет повысить в 1,5–2,0 раза производительность комбайнов без увеличения их металлоемкости и энергозатрат на выполнение технологического процесса, значительно снизить уровень потерь и степень механического травмирования зерна. Рабочий диапазон скоростей движения комбайнов очесывающего типа составляет 1,0–2,5 м/с. Ключевым технологическим модулем комбайна является (ОУ), которое производит очес растений на корню и сбор зерносоломистого вороха, составляющего 27–35% массы биологического урожая. От качества его работы зависит эффективность работы комбайна [1].

К числу основных агротехнических показателей качества работы ОУ относятся потери зерна и фракционный состав очесанного вороха, которые зависят, главным образом, от глубины погружения данного устройства в стеблестой. Этот параметр зависит от агробиологических характеристик убираемой культуры – высоты стеблестоя и ярусности залегания в нем соцветий (колосьев, метелок), изменяющихся случайным образом по длине гона комбайна. В новом технологическом процессе уборки при высоких рабочих скоростях движения комбайна ручное управление положением ОУ относительно поверхности стеблестоя практически невозможно. Поэтому создание системы автоматического управления глубиной погружения ОУ в стеблестой явилось новой актуальной научно-технической задачей [2].

Постановка задачи. Целью данной статьи является анализ изменчивости биометрических параметров стеблестоя, характеризующих внешние условия функционирования ОУ, как объекта автоматического управления технологическим процессом

очеса растений на корню, и системы автоматического копирования (САК) поверхности стеблестоя.

Агробиологические и биометрические свойства стеблестоя применительно к новому способу уборки, вероятностно-статистические характеристики их изменчивости и корреляционные связи между ними являются первоосновой для разработки системы автоматического управления технологическим процессом уборки зерновых культур методом очеса растений на корню. Они позволяют создавать информационные модели внешних условий функционирования зерноуборочных машин, необходимые для решения комплекса задач, в частности, многокритериальной оптимизации новых технологических процессов уборки, конструктивно-технологических параметров зерноуборочной техники и систем автоматического контроля и управления этими процессами [3].

Решение. Методика проведения полевых исследований биометрии стеблестоя риса и зерновых колосовых культур заключалась в следующем. В рисовом чеке или пшеничном поле по ширине захвата ОУ устанавливались встык восемь квадратных рамок со стороной 0,5м каждая. Общее количество таких сечений вдоль гона комбайна принято равным пятидесяти с шагом их расстановки 1 м. В площади каждой рамки у двадцати пяти случайным образом взятых растений измерялись четыре характерных биометрических параметра L, L_1, L_2, L_3 (рис. 1).

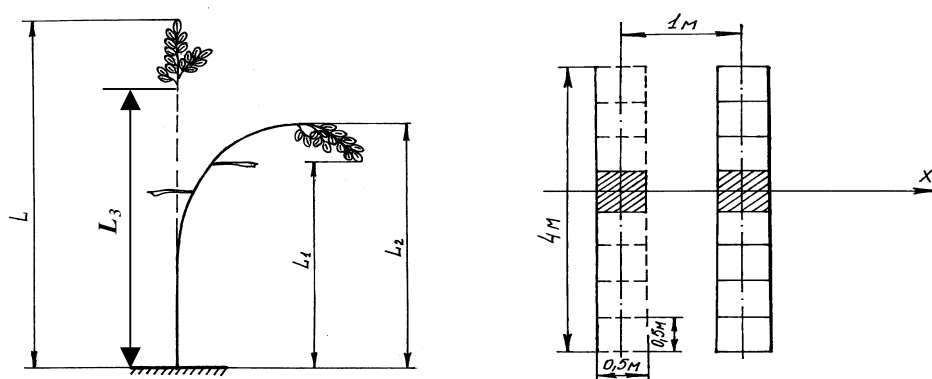


Рисунок 1 – Схема измерений биометрических параметров стеблестоя

Результаты статистической обработки биометрических параметров растений пшеницы и риса (табл. 1, табл.2, рис. 2, рис. 3) показали, что случайные величины L, L_1, L_2, L_3 подчиняются закону нормального распределения и между ними выявлены устойчивые тесные корреляционные связи. Так, коэффициент корреляции между L и L_2 составил для пшеницы 0,986, а для риса 0,946. Изменчивость средней по ширине захвата ОУ высоты стеблестоя в направлении гона существенна как для риса, так и пшеницы.

Таблица 1– Статистические характеристики биометрических параметров стеблестоя пшеницы

Статистические показатели	L_1	L_2	L_3	L
Среднее	80,1	80,3	75,3	83,3
Стандартная ошибка	0,21	0,21	0,20	0,20
Стандартное отклонение	14,8	14,7	13,8	14,0
Коэффициент вариации, %	18,5	18,3	18,3	16,8
Интервал	88	88	91	93
Минимум	30	30	24	31
Максимум	118	118	115	124
Уровень надежности (95,0%)	0,41	0,41	0,38	0,39

Таблица 2– Статистические характеристики изменчивости высоты стеблестоя по длине гона

Статистические показатели	Пшеница				Рис			
	L_2 , см	σ_2 , см	L, см	σ , см	L_2 , см	σ_2 , см	L, см	σ , см
Среднее значение	80,3	13,8	83,3	13,2	83,4	10,4	97,5	12,4
Ошибка среднего	0,99	0,28	0,95	0,27	0,82	0,46	0,89	0,56
Стандартное отклонение	4,96	1,43	4,76	1,34	4,11	2,29	4,45	2,78
Наименьшее значение	74,1	10,9	76,5	10,5	76,2	6,7	88,7	8,4
Наибольшее значение	90,8	16,0	93,0	15,8	90,1	15,6	104,4	17,1

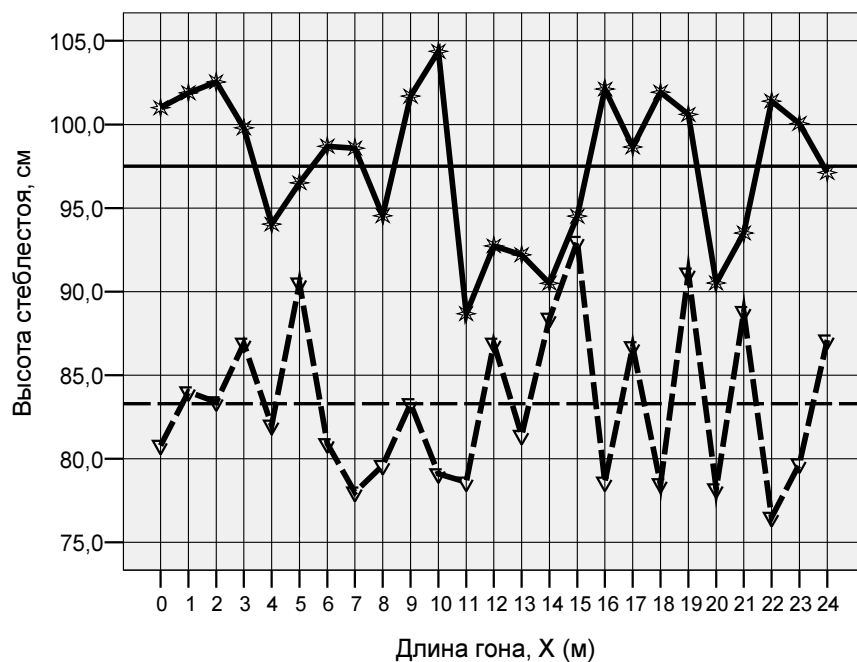


Рисунок 2 – Изменчивость по длине гона средней высоты «идеального» стеблестоя (L) пшеницы (---) и риса (—)

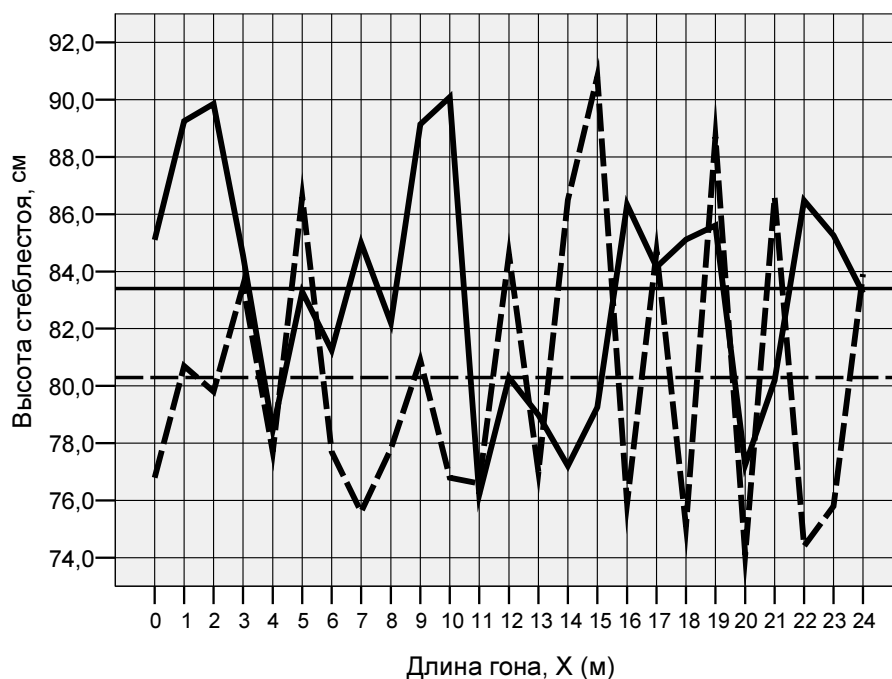


Рисунок 3 – Изменчивость по длине гона средней высоты «реального» стеблестоя (L_2) пшеницы (---) и риса (—)

Анализ изменчивости высоты стеблестоя пшеницы и риса по длине гона показал, что средние значения по всем наблюдаемым выборкам параметра L для пшеницы и риса оказались существенно различны, а именно 83,3 и 97,5 см (стандартные отклонения оказались примерно одинаковые: соответственно равны 13,2 и 12,4 см). Средние значения параметра L_2 составили для пшеницы 80,3 см и 83,4 см для риса при средних квадратических отклонениях 13,8 см и 10,4 см.

Ширина полосы варьирования случайной функции $L_2(x)$, определяемая границами $\pm \sigma_2(x)$, колеблется по длине гона в пределах (22–35) см для стеблестоя пшеницы и в пределах (13–32) см для риса. Максимальный верхний уровень границы высоты стеблестоя пшеницы не превысил 104 см, а минимальный нижний – не опускался ниже 60 см, а для риса эти параметры составили соответственно 100 и 62 см.

Выводы. По результатам исследований биометрических параметров стеблестоя сделан принципиально важный вывод. Параметр L_2 , определяющий высоту стеблестоя, находится в тесной корреляционной связи с другими параметрами, характеризующими состояние стеблестоя. Он может быть легко отслежен и поэтому его целесообразно выбрать в качестве основного внешнего сигнала, поступающего на вход системы автоматического регулирования глубины погружения ОУ в стеблестой.

Список литературы

1. Данченко М.М., Стоев М.Ф., Дробашко Л.О., Спиринцев Д.В. Аналіз конструктивно-технологічних ознак обчисувального і різального пристроїв, як єдиної технічної системи //– Праці ТДАТА.–2005.– Вип.33.– С. 72-79.
2. Дробашко Л.О. Математична модель обчисувального пристрою як об'єкта управління //–Праці ТДАТА.–2003.–Вип.16.– С. 154–158.
3. Данченко Н.Н., Дробашко Л.А., Назарова О.П. Алгоритм управления положением очесывающего устройства относительно поверхности стеблестоя // –Праці ТДАТА. – Мелітополь – 2004. – Вип. 19. – С. 139 – 147.

Пристрій контролю комплексного струму витоку через високовольтні ізолятори

Розроблено пристрій контролю параметрів комплексного струму витоку по поверхні ізолятора в умовах нелінійних спотворень напруги. Пристрій пропонується використовувати при дослідженнях нерівномірного забруднення поверхні ізоляторів комплектних розподільчих пристроїв.
струм витоку, ступінь забруднення, нелінійні спотворення, опорний ізолятор

Більшість устаткування електричних мереж працює в складних польових умовах, підпадаючи під вплив інтенсивних забруднень, зволоження, температурних перепадів та інших факторів [1]. Надмірне забруднення призводить до зростання електропровідності поверхні ізолятора і збільшенню струму витоку, що може викликати його перекриття та руйнування електричною дугою високовартісного обладнання.

Як показують статистичні дослідження в найбільш вразливому становищі знаходиться ізоляція комплектних розподільчих пристроїв зовнішньої установки (КРПЗ), перекриття якої від забруднення і зволоження призводить до 70% аварійних відключень [2]. Єдиним ефективним і самим розповсюдженим на сьогодні засобом боротьби з перекриттям ізоляторів КРПЗ є їх профілактична очистка. Враховуючи, що на процес забруднення ізоляції впливає велика кількість випадкових факторів таких, як атмосферні умови, швидкість та напрям вітру, кількість забруднюючої речовини в повітрі, розташування підстанції, якість ущільнення шаф тощо, їх планове очищення може бути передчасним, а інколи, за несприятливих умов – запізнє. Підвищити ефективність планових очищень дозволив би поточний контроль рівня забруднення поверхні ізоляторів безпосередньо під робочою напругою.

Найбільш раціональним та інформативним є метод неруйнівного контролю забруднення ізоляції, оснований на вимірюванні струму витоку [3]. Перевагою методу є те, що він дозволяє визначати поточний рівень забрудненості поверхні на будь-якій стадії. Проте контроль за струмом витоку є коректним лише при рівномірному розподілі бруду по поверхні ізолятора. При нерівномірному забрудненні поверхні ізолятора, зокрема – при секторному характері забруднення, одному і тому ж значенню струму витоку можуть відповідати різні розрядні напруги [4]. Нерівномірність забруднення обумовлена тим, що ізолятори в комірках КРПЗ розташовують горизонтально або під кутом. На вертикально розташованих ізоляторах забруднення з усіх боків практично однакове. Натомість, при горизонтальному розміщенні спостерігається переважне осідання забруднюючих частинок на верхньому секторі ізолятора.

Мета статті. Метою публікації є висвітлення результатів розробки пристрою контролю параметрів комплексного струму витоку по поверхні опорних ізоляторів. Пристрій пропонується використовувати для контролю ступеня нерівномірного забруднення поверхні ізоляторів КРПЗ.

Підвищити точність та достовірність контролю забруднення можливо за допомогою пристрою [5], який контролює реактивну складову поверхневого струму витоку пропорційну величині сектору забруднення та параметри оточуючого

середовища – вологість повітря, температура ізолятора і повітря.

Для контролю реактивної складової в поверхневому струмі витоку необхідно визначати кут зсуву фаз між напругою і струмом. Це вимірювання ускладнене тим, що: по-перше, згідно з математичним моделюванням [6], необхідно вимірювати досить малі значення кута зсуву фаз, по-друге, вимірювання фази при наявності нелінійних спотворень кривих струму та напруги (рис. 1).

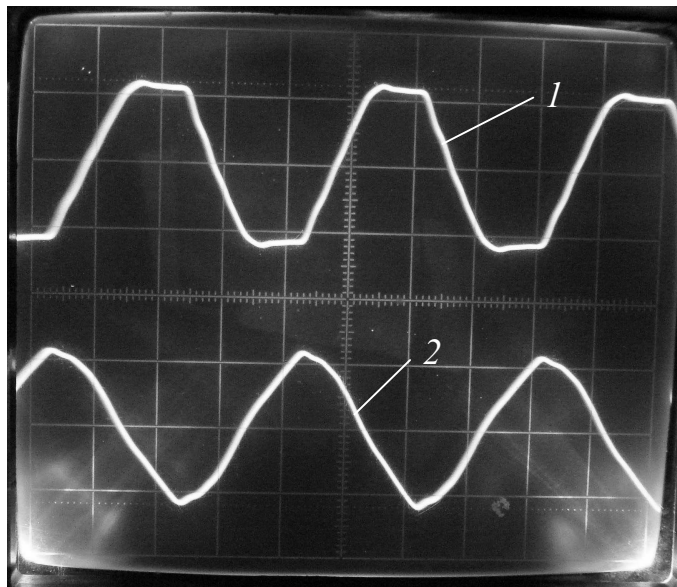


Рисунок 1 – Осцилограми напруги 1 прикладеної до ізолятора та поверхневого струму витоку 2

Вимірювання невеликих кутів зсуву фаз можливо за рахунок чутливих приладів, які фіксують моменти переходу кривих струму та напруги через нульове значення та перетворюють фазовий зсув у часовий інтервал [6]. Але наявність нелінійних спотворень в кривих напруги і особливо струму, за рахунок наявності ємності, може призводити до зміщення моменту переходу кривої через нуль. Використання різних фільтрів вищих гармонік у вимірювальних колах призведе до внесення суттєвих, як амплітудних так і куткових похибок, що не дозволяє їх застосування.

Із аналізу існуючих способів визначення кута зсуву фаз можна вибрати найбільш прийнятний, яким є ортогональний спосіб визначення кута зсуву фаз з дискретною обробкою сигналів [7]. Цей метод дозволяє визначати кут зсуву фаз між основними гармоніками в сигналах, які мають великий рівень нелінійних спотворень.

Суть методу дискретного ортогонального вимірювання кута зсуву фаз між сигналами полягає у наступному. Кут зсуву фаз φ для нашого випадку між прикладеною до ізолятора напругою і поверхневим струмом витоку визначається за формулою [7]:

$$\varphi = \varphi_U - \varphi_I, \quad (1)$$

де φ_U – кут зсуву фаз між напругою і опорним сигналом;

φ_I – кут зсуву фаз між струмом і опорним сигналом.

Значення φ_U та φ_I визначається за формулою:

$$\varphi_U = \arctg_2\left(\frac{a_{CU}}{a_{SU}}\right), \quad \varphi_I = \arctg_2\left(\frac{a_{CI}}{a_{SI}}\right), \quad (2)$$

де \arctg_2 – функція обчислення арктангенса з урахуванням актантної логіки (для розширення діапазону визначення кута від $+\pi$ до $-\pi$);

$$a_{CU} = \sum_{n=1}^p U(2\pi f T_0 n) \cdot N \cos(2\pi f T_0 n), \quad a_{SU} = \sum_{n=1}^p U(2\pi f T_0 n) \cdot N \sin(2\pi f T_0 n), \quad (3)$$

$$a_{CI} = \sum_{n=1}^p I(2\pi f T_0 n) \cdot N \cos(2\pi f T_0 n), \quad a_{SI} = \sum_{n=1}^p I(2\pi f T_0 n) \cdot N \sin(2\pi f T_0 n), \quad (4)$$

де n – номер відліку;

p – кількість відліків в періоді сигналу;

$U(2\pi f T_0 n)$ та $I(2\pi f T_0 n)$ – відповідно миттєве значення напруги і струму в точках відліку;

$N \cos(2\pi f T_0 n)$ та $N \sin(2\pi f T_0 n)$ – відповідно косинусне та синусне значення опорного сигналу в точках відліку;

f – частота опорного сигналу;

$$T_0 = \frac{T}{p}, \quad (5)$$

де T_0 – час між відліками;

T – період сигналу, що досліджується ($\approx 0,02$ с).

Відсутність промислових фазометрів в яких закладений вище наведений принцип змусила для проведення досліджень розробити власний пристій вимірювання кута зсуву фаз між поверхневим струмом витoku та прикладеною до ізолятора напругою.

Електрична схема розробленого пристрою наведена на рис. 2. Він дозволяє вимірювати крім кута зсуву фаз між першими гармоніками в прикладеній до ізолятора напруги і поверхневим струмом витoku, ще і їх амплітудні значення, а також вологість і температуру оточуючого ізолятор повітря, температуру ізолятора.

Основний елемент вимірювального пристрою мікроконтролер (МК) ATmega 16 DD5. Серед його периферійних пристроїв були використані: АЦП перетворює в цифрову форму аналоговий сигнал від датчика вологості B1; аналоговий компаратор разом з таймером/лічильником TC1 виконує функцію вимірювання періоду для коригування часу між відліками зовнішніх АЦП DD1 і DD2; модуль USART передає інформацію до комп'ютера (швидкість 9600 Бод, вісім інформаційних один стоповий розряд без контролю парності).

Основний безкінечний цикл програми МК включає в себе: вимірювання періоду напруги в мережі; оцифровування дослідної напруги і струму за скоригованим значенням часу між відліками; зчитування даних з датчиків вологості і температури; обробка отриманої інформації; вивід результатів на LCD панель; передача оброблених даних на комп'ютер.

Вимірювання температур здійснюється цифровими датчиками B2, B3 DS18B20 з дискретністю $0,1^\circ\text{C}$. Абсолютна похибка вимірювання температури датчиком в діапазоні -10 до $+85^\circ\text{C}$ складає $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Вимірювання вологості здійснюється аналоговим датчиком вологості НІН-4000-003 з точністю $\pm 0,5\%$. Необхідні константи для обчислення були закладені в МК та взяті з індивідуального калібрувального паспорту. Аналоговий сигнал з датчика вологості подається на вивід ADC5 АЦП МК.

Перетворення аналогового сигналу дослідної напруги в цифрову здійснюється мікросхемою АЦП DD1, а струму – DD2. Для вимірювання струму використаний прецензійний шунт опором 1 кОм, напруга з якого подається до роз'ємну X2. В якості АЦП використані мікросхеми ADS7818 які мають розрядність 12 біт. Передача інформації від АЦП до МК здійснюється послідовним інтерфейсом який реалізований в МК програмно. Це дозволяє проводити синхронну вибірку з обох каналів – напруги і струму одночасно.

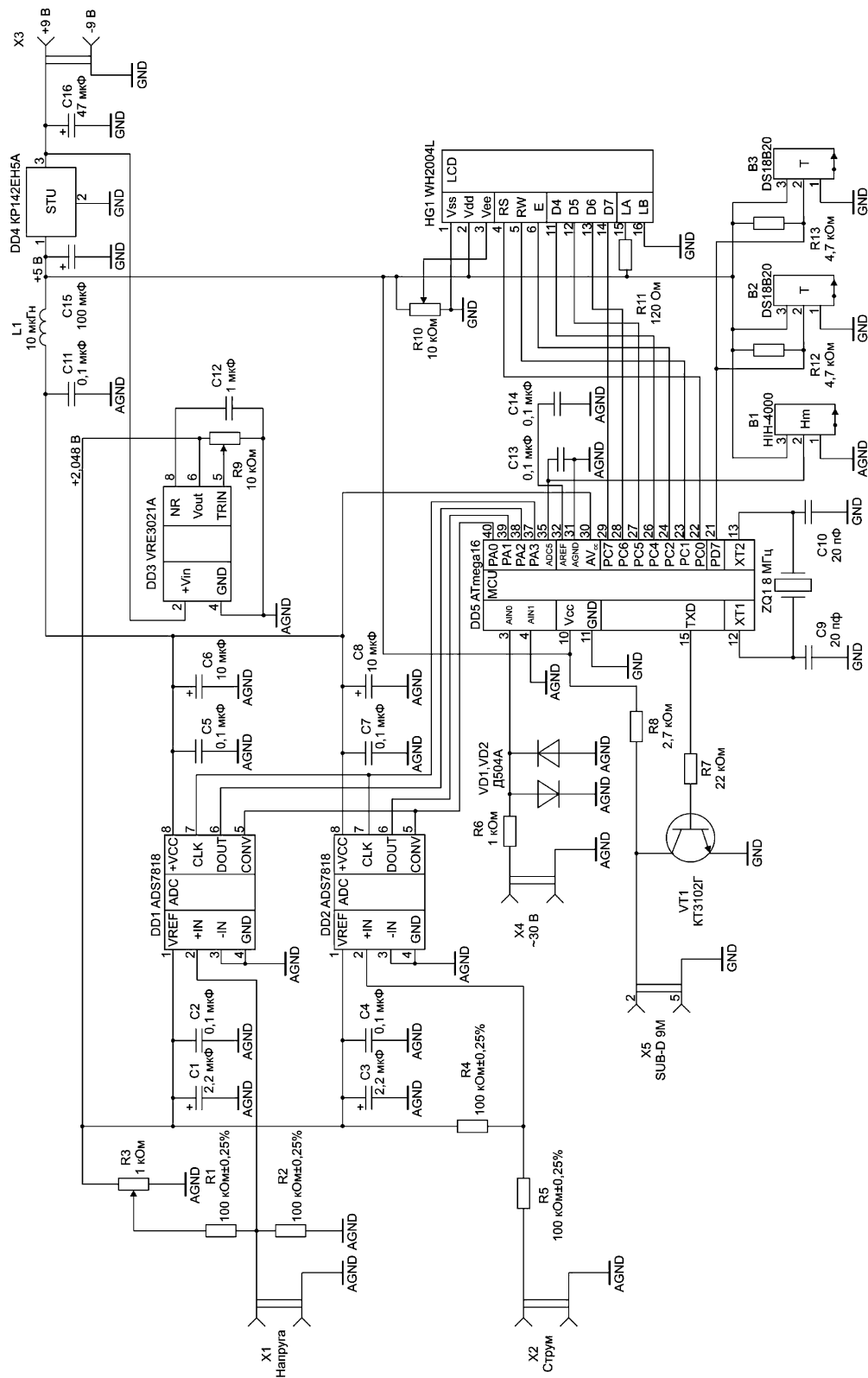


Рисунок 2 – Електрична схема вимірювального пристрою для контролю комплексного струму витку і параметрів навколишнього середовища

Для зміщення напруги, яка вимірюється АЦП в середину робочого діапазону використані ділники на прецизійних резисторах R1, R2 і R4, R5. В якості прецизійного джерела опорної напруги для АЦП використана мікросхема VRE3021AD, яка видає

2,048 В з точністю $\pm 0,01\%$. Вимірювання мікросхемами АЦП відбувається 64 рази за один період та ініціалізується перериваннями від таймера/лічильника ТС1.

Для вимірювання періоду напруги в мережі використаний аналоговий компаратор МК. Рахування періоду здійснюється таймером/лічильником ТС1. Наявність гармонійних складових може впливати лише на момент переходу кривої через нуль, залишаючи значення періоду сталим, це дозволяє вимірювати період з однаковою точністю при наявності нелінійних спотворень в кривій напруги. Після обчислення таймером/лічильником ТС1 періоду він запускається знову але зі швидкістю лічби в 64 рази більшою. В цьому випадку по перериванням від збігання здійснюється вимірювання дослідних сигналів мікросхемами АЦП DD1 і DD2. Враховуючи, що вимірне значення періоду сигналу може відрізнятись від наступного, в якому здійснюється оцифрування обох сигналів, була проведена оцінка можливості такого відхилення. Для цього проведено вимірювання кожного періоду за добу (>4100000 значень) та побудована гістограма розподілення ймовірності відхилення, яка наведена на рис. 3.

Аналізуючи наведену на рис. 3 гістограму можна зробити висновок, що найбільш вірогідне відхилення на 1 мкс, що в порівнянні з періодом приблизно 20000 мкс має не суттєве значення, а відхилення на величину більшу за 20 мкс майже не можливе. Тому відхиленням періоду між тим, в якому було визначене його значення та наступним, в якому відбувається оцифрування дослідних сигналів напруги і стуму можливо знехтувати.

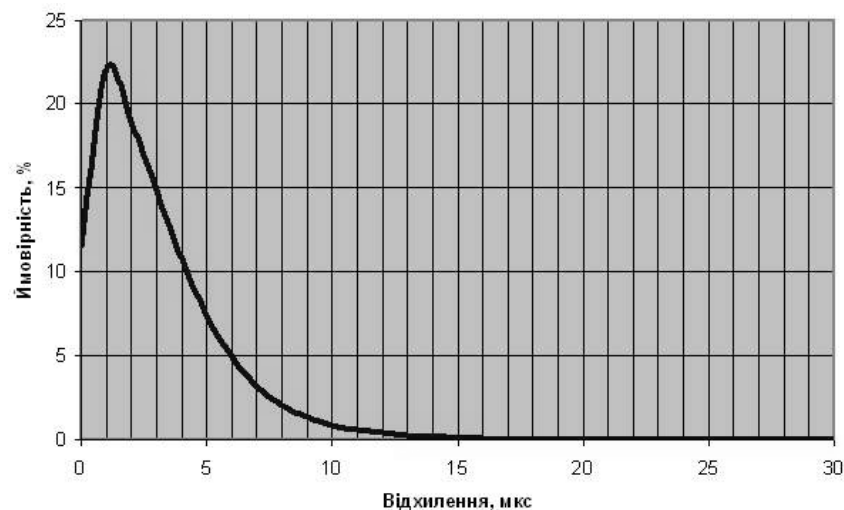


Рисунок 3 – Гістограма розподілення ймовірності відхилення значення періоду між вимірним та наступним за ним

Визначити амплітудне значення E_1 першої гармоніки сигналу можна за формулами [8]:

$$E_1 = \sqrt{B_1^2 + C_1^2}, \quad (6)$$

де

$$B_1 = \frac{2}{p} \sum_{n=1}^p f\left(n \frac{2\pi}{p}\right) \sin\left(n \frac{2\pi}{p}\right), \quad C_1 = \frac{2}{p} \sum_{n=1}^p f\left(n \frac{2\pi}{p}\right) \cos\left(n \frac{2\pi}{p}\right); \quad (7)$$

n – номер відліку; p – кількість відліків в періоді сигналу;

$f\left(n \frac{2\pi}{p}\right)$ – значення сигналу в точці відліку (вимірювання).

Враховуючи, що пристрій вимірює період та змінює час між відліками T_0 , то

$$T_0 p = T = \frac{1}{f}.$$

З урахуванням цього та проаналізувавши (3) і (4) з (7) можна зробити висновок, що амплітудне значення першої гармоніки напруги і поверхневого струму витоку можна знайти за формулами:

$$U_1 = \frac{2}{pN} \sqrt{a_{CU}^2 + a_{SU}^2}, \quad I_1 = \frac{2}{pN} \sqrt{a_{CI}^2 + a_{SI}^2}. \quad (9)$$

Враховуючи, що в нашому випадку $p=64$, а $N=2048$ то (9) можна записати у вигляді:

$$U_1 = \frac{1}{65536} \sqrt{a_{CU}^2 + a_{SU}^2}, \quad I_1 = \frac{1}{65536} \sqrt{a_{CI}^2 + a_{SI}^2}. \quad (10)$$

Формули (10) були закладені в МК для обчислення амплітудних значень першої гармоніки прикладеної до ізолятора напруги і поверхневого струму витоку.

Висновки. Розроблений пристрій контролю дозволяє: вимірювати амплітуду першої гармоніки прикладеної до ізолятора напруги та поверхневого струму витоку, а також кут зсуву фази між ними; температуру і вологість повітря; температуру ізолятора Використання ортогонального дискретного способу при вимірюванні фази дозволяє звести можливий вплив гармонійних складових до мінімуму.

Список літератури

1. Орлович А.Ю. Автоматизована система контролю за станом ізоляції в повітряних мережах напругою 10-35 кВ / А.Ю. Орлович, А.І. Котиш, С.В. Серебренніков // Технічна діагностика та неруйнівний контроль. - 2000. - №4. - С.62-65.
2. Федосеєнко Р.Я. Эксплуатационная надежность электросетей сельскохозяйственного назначения / Р.Я. Федосеєнко, А.Я. Мельников. – М.: Энергия, 1977. – 320 с.
3. Серебренніков С.В. Вибір інформативних параметрів для контролю забрудненості високовольтних ізоляторів / С.В. Серебренніков, О.І. Сіріков // Фізичні методи та засоби контролю середовищ, матеріалів та виробів, вип. 11: Електромагнітний, ультразвуковий та оптичний неруйнівний контроль матеріалів: Зб. наук. праць. – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2006. С. 224-229.
4. Мерхалев С.Д. Выбор и эксплуатация изоляции в районах с загрязненной атмосферой / С.Д. Мерхалев, Е.А. Соломоник. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 120 с.
5. Пат. 25587 Україна, МПК⁷ H02H7/26. Спосіб контролю ступеня забрудненості ізоляторів під напругою / О. І. Сіріков; заявник і патентоутримувач Кіровоградський національний технічний університет. – №u200704212 ; заявл. 16.04.07 ; опубл. 10.08.07, Бюл. №12.
6. Серебренніков С. В. Моделювання комплексного поверхневого струму витоку високовольтних ізоляторів з урахуванням нерівномірності забруднення поверхні / С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков // Вісник національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”: Зб. наук. праць. – Харків, 2008. – №40. – С. 111-114.
7. Чмых М. К. Цифровая фазометрия / М. К. Чмых – М.: Радио и связь, 1993. 184 с.
8. Нейман Л. Р. Теоретические основы электротехники: в 2 т. / Л. Р. Нейман, К. С. Демирчян – Л.: Энергоиздат, 1981– .– Т. 1: Основные понятия и законы теории электромагнитного поля и теории электрических и магнитных цепей.– 1981. – 536 с.

Разработано устройство контроля параметров комплексного тока утечки по поверхности изолятора в условиях нелинейных искажений напряжения. Устройство предлагается использовать при исследованиях неравномерного загрязнения поверхности изоляторов комплектных распределительных устройств.

The arrangement of the control of parameters of a complex surface-leakage current of isolator in conditions of nonlinear distortions of a voltage is developed. The arrangement is offered to be used at researches of non-uniform pollution of a surface of isolators.

Л.П. Федотьева, ас.

Кременчуцький державний політехнічний університет ім. Михайла Остроградського

В.С. Надєїн, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення раціональних енергетичних параметрів керованого ротаційного різання високомарганцевих сталей

У статті описано передумови досліджень енергетичних параметрів процесу керованого процесу ротаційного різання сталі 110Г13Л.

ротаційне різання, ефект знеміцнення, кінематичний коефіцієнт, високомарганцева сталь

Вступ.

Сталі аустенітного класу, типовим представником яких є сталь 110Г13Л (сталь Гадфільда), мають обмежене використання через складнощі, пов'язані з їхньою механічною обробкою.

В роботах [1-3] було встановлено можливість створення прийнятних для практики умов обробки таких матеріалів з використанням ефекту Баушингера в процесі ротаційного різання. В роботах було встановлено неоднозначність впливу відхилення напрямку вектору швидкості різання від напрямку вектора швидкості результуючого руху різання на ступінь знеміцнення і наклеп поверхневого шару оброблюваної деталі. Це вимагає подальших теоретичних та експериментальних досліджень щодо встановлення взаємозв'язку між технологічними та якісними показниками процесу ротаційного різання аустенітних сталей.

Мета роботи. Визначення раціональних енергетичних параметрів процесу керованого ротаційного різання високомарганцевих сталей.

Матеріал і результати дослідження.

В результаті виконання попередніх теоретичних досліджень було встановлено, що для максимального прояву знеміцнення поверхневого шару на поверхні різання за рахунок деформаційної анізотропії (ефекту Баушингера) необхідно досягти значень кута χ між напрямком текстури при прямому і оберненому ротаційному різанні, який дорівнює (рис.1) [2,3]

$$\chi = \delta^+ + \delta^- = 90^\circ, \quad (1)$$

де δ^+ , δ^- – кути нахилу текстури при прямому і оберненому різанні.

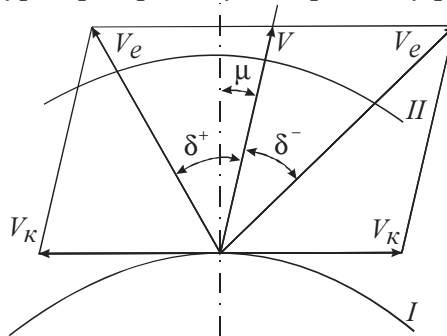


Рисунок 1 – Положення кутів нахилу текстури в площині різання

Аналіз наведених у попередніх роботах [2,3] даних свідчить про більш інтенсивний вплив окружної швидкості різальної чашки V_k на кут нахилу текстури поверхневого шару поверхні різання при прямому δ^+ ніж δ^- при оберненому примусовому обертанні різальної чашки. Причому, при зростанні глибини різання кут δ^+ збільшується інтенсивніше, а кут δ^- – повільніше.

Однак внаслідок зростання відхилення напрямку швидкості результуючого руху різання від напрямку швидкості V_k (збільшення кінематичного коефіцієнту $K = V_k/V$) буде зростати ступінь та глибина наклепаного шару [2-4].

Неоднозначність впливу відхилення напрямку вектору дійсної швидкості різання від напрямку вектора швидкості деталі (кінематичного коефіцієнту K) потребує дослідження. Для визначення впливу кінематичного коефіцієнту K на ступінь знеміцнення і наклеп поверхневого шару оброблюваної деталі було спроектовано та виготовлено експериментальний пристрій (рис.2), що складається з ротаційного різця 1, корпусу устаткування 2, електродвигуна 3. Примусове обертання різальної пластини ротаційного різця відбувається від електродвигуна через муфту 4. Пристрій встановлюють на місце стандартного різцетримача токарно-гвинторізного верстата 16К20.

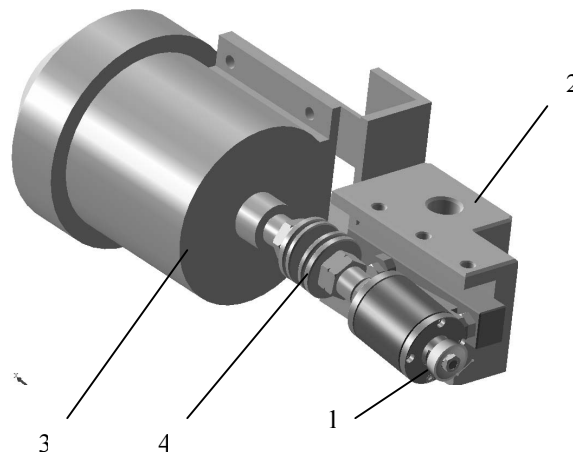


Рисунок 2 – Експериментальний пристрій

Керування швидкістю та напрямком обертання різальної чашки ротаційного різця відбувається за допомогою частотного перетворювача.

У зв'язку з тим, що було б некоректно порівнювати сили різання при звичайному різанні і при керованому ротаційному [4], було прийнято рішення щодо порівняння ефективності цих способів за енергетичним параметром. За такий параметр прийнято потужність, що витрачається при звичайному різанні і при керованому ротаційному. Це можна зробити за допомогою порівняння сумарної потужності двигунів головного руху верстату і приводу обертання ротаційного різця, що витрачається у процесі ротаційного різання, і потужності двигуна головного руху верстату, що витрачається на процес звичайного різання за виключенням потужностей, що витрачаються при холостому русі приводів.

Аналіз даних, наведених у роботах [2,3] свідчить про те, що існує область значень параметрів процесу різання, в якій може найбільше виявитись ефект знеміцнення Баушингера. Для визначення меж цієї області потрібно перейти від абсолютних значень параметрів зміцнення (ΔH – ступеня наклепу) і знеміцнення (кутів χ, δ^+, δ^-) до відносних показників: відносного знеміцнення

$$\theta_p = \delta^{+(-)} / 90^\circ \quad (2)$$

та відносного зміцнення (параметру наклепу)

$$\theta_H = \frac{\Delta H - \Delta H_{\min}}{\Delta H_3}, \quad (3)$$

де ΔH – плинне значення ступеня наклепу;

ΔH_3 – ступінь наклепу при звичайному різанні ($K=0$);

ΔH_{\min} – мінімально можлива ступінь наклепу ($K = -0,2$).

Характер зміни цих параметрів наведено на рис. 3.

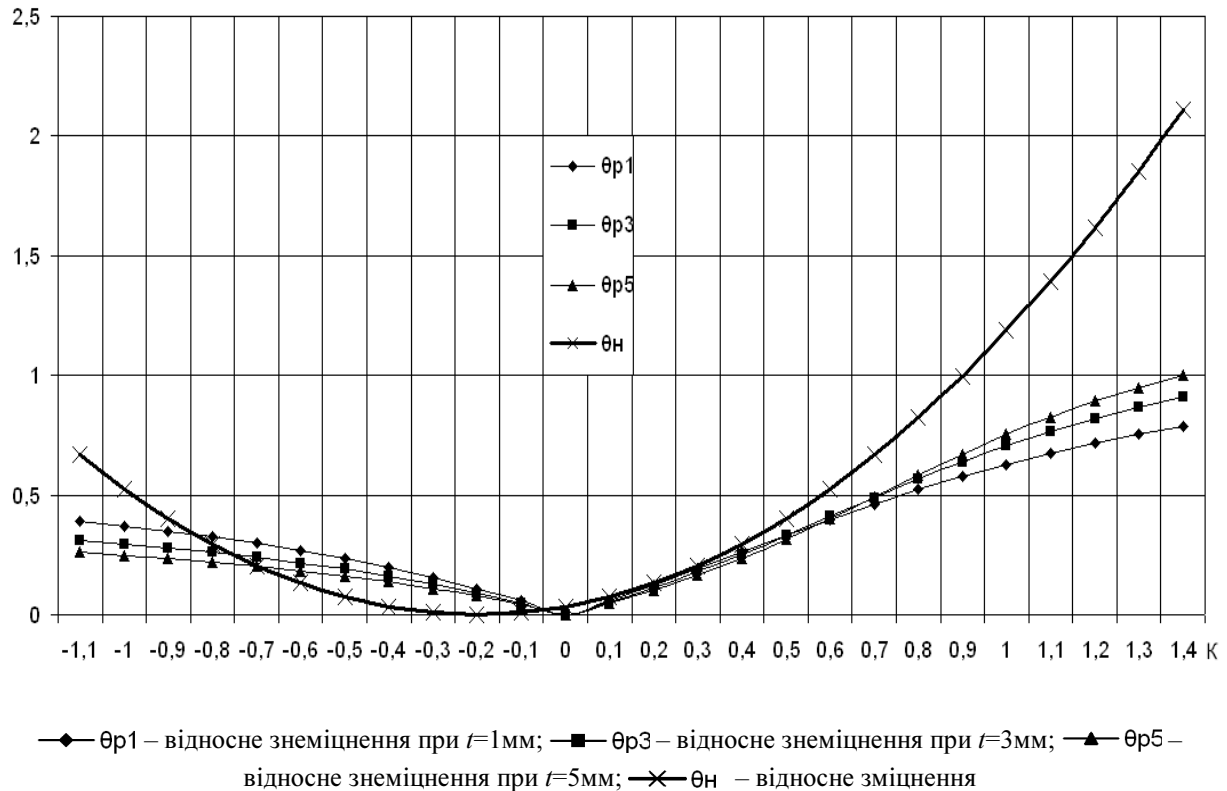


Рисунок 3 – Характер зміни параметрів відносного зменшення та відносного наклепу (параметру зміцнення)

Досліджувана область обмежена значеннями кінематичного коефіцієнту K , при яких інтенсивність відносного наклепу перевищує інтенсивність відносного зменшення.

Для параметрів режиму різання:

– глибини різання $t=1 \div 3$ мм;

– швидкості деталі $V_{дет} = 100$ м/хв (швидкості інструменту відносно поверхні деталі $V_{інстр}$);

– подачі $s=0,5$ мм/об.

виявилось, що ця область обмежена значеннями кінематичного коефіцієнта $K \approx -0,25 \div +0,32$.

Головним показником ефективності процесу керованого ротаційного різання будемо вважати сумарну потужність, що витрачається на процес ротаційного різання.

Відомо, що потужність двигуна головного руху верстату, що споживається, прямо пропорційна потужності, що витрачається на процес різання [5], а споживана потужність двигуна приводу обертання ротаційного різця прямо пропорційна

потужності, що витрачається на процес обертання ротору різця і, в свою чергу, від сили тертя на передній і частково на задній поверхнях ротаційного різця [6].

Відповідно до висновків, наведених у попередніх роботах [2, 3], доцільно досягати проявів ефекту знеміцнення Баушингера більше за рахунок обертання різальної пластини в прямому напрямку, тобто при додатних значеннях кінематичного коефіцієнту K . А такі значення кінематичного коефіцієнту можна отримати при мінімальних енергетичних витратах при примусовому обертанні ротаційного різця під дією сил різання. Тому дослідження проявів ефекту знеміцнення і зниження сумарних потужностей двигунів головного руху верстату і приводу обертання ротаційного різця доцільно вести за таких умов: перший прохід при додатних значеннях кінематичного коефіцієнту K , що обумовлені самостійним обертанням ротаційного різця під дією сил різання, а другий – при від’ємних значеннях кінематичного коефіцієнту K , що обумовлені примусовим обертанням ротаційного різця від приводу обертання ротаційного різця.

За таких специфічних умов дослідження необхідно вести при сталих значеннях V – швидкості різання. На основі даних, отриманих із літературних джерел [5], дослідження будемо вести при $V=50\text{м/хв}$.

На основі апріорних даних про характер відшукуваних залежностей від основних параметрів керованого процесу ротаційного різання прийняли наступний вигляд залежності сумарної потужності керованого ротаційного різання при умовах дослідження, що описані вище:

$$N_{\Sigma} = C_p K^{x_p} s^{y_p} t^{z_p}, \quad (4)$$

де N_{Σ} – сумарна потужність керованого ротаційного різання, кВт;

C_p – постійний коефіцієнт;

K – кінематичний коефіцієнт;

s – подача, мм/оберт;

t – глибина різання, мм.

Рівняння (4) прийнято за досліджувану математичну модель і розроблено повний факторний експеримент (ПФЕ) типу 2^k . Однак отримати значення показників ступеня при факторах на основі плану ПФЕ цього типу не вбачалось можливим. Тому проведено перетворення залежності (4) шляхом логарифмування обох частин рівняння

$$M\{y\} = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3, \quad (5)$$

де $M\{y\}$ – істинна зміна сумарної споживаної електроенергії двигуну головного руху верстату та двигуну приводу обертання ротаційного різця в логарифмічному мірилі;

x_1, x_2, x_3 – логарифми відповідно K, s, t ;

$\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3$ – коефіцієнти, оцінки яких повинні бути визначені.

Приведене рівняння запишемо у вигляді

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3, \quad (6)$$

де \hat{y} – оцінка $M\{y\}$ за рівнянням (6);

b_0, b_1, b_2, b_3 – оцінки коефіцієнтів $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3$ відповідно.

Для визначення коефіцієнтів цього рівняння використовували ПФЕ типу 2^3 . Перетворення незалежних перемінних \tilde{x}_i до безрозмірних перемінних x_i проводили за допомогою рівняння перетворення, де за одиницю нового масштабу прийнято вираз $1/2(\ln \tilde{x}_{i\max} - \ln \tilde{x}_{i\min})$ [7]

$$x_i = \frac{2(\ln \tilde{x}_i - \ln \tilde{x}_{i\max})}{\ln \tilde{x}_{i\max} - \ln \tilde{x}_{i\min}} + 1. \quad (7)$$

Результати кодування змінних приведені в табл. 1.
Матриця планування ПФЕ типу 2^3 стандартна [7].

Таблиця 1 – Кодування змінних факторів

Рівень факторів	K		s, мм/об.		t, мм	
	x_1	$\ln x_1$	x_3	$\ln x_3$	x_4	$\ln x_4$
Верхній (+)	0,3	-1,204	0,3	-1,204	3	1,099
Основний (0)	0,2	-1,609	0,2	-1,609	2	0,693
Нижній (-)	0,1	-2,303	0,1	-2,303	1	0

Для розрахунку необхідного числа досліджень по визначенню сумарної потужності керованого ротаційного різання було десять разів виміряне та визначене значення потужності, що витрачається у процесі точіння ротаційним різцем заготовки з сталі 110Г13Л на верстаті 16К25 на таких режимах різання: $t=2\text{мм}$, $s=0,2\text{мм/об.}$, $V=50\text{м/хв.}$, $V_k=10\text{м/хв.}$, довжина різання $L=100\text{мм}$. Параметри ротаційного різця, що використовувався при дослідженнях, наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри ротаційного різця

Параметр різця	Передній кут $\gamma, ^\circ$	Задній кут $\alpha, ^\circ$	Діаметр чашки $d_{p.n.}, \text{мм}$	Матеріал пластини
Значення параметру	0	8	32	ВК8-УН

Проведено перевірку нормальності розподілу вимірюваного параметру N_Σ . З цієї метою застосовували критерій Шапіро-Уїлка W [8]. Розташовуємо дані по значенню N_Σ у ранжований ряд (табл. 3).

Обчислили дисперсію за формулою [7]

$$S^2 = \sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{n}, \quad (8)$$

де x_i - середнє значення N_Σ у i -му досліді;

n - загальне число спостережень.

Прийняли $k = \frac{n}{2} = \frac{10}{2} = 5$. Потім обчислили b за формулою

$$b = a_n(x_n - x_1) + a_{n-1}(x_{n-1} - x_2) + \dots + a_{n-k+1}(x_{n-k+1} - x_k), \quad (9)$$

де a_{n-i+1} для $i=1, \dots, k$ беруться з табл. IX [8].

Розраховували критерій [7]

$$W_{\text{розр}} = \frac{b^2}{S^2}. \quad (10)$$

Результати обчислень зведені в табл.4.

Далі порівняли $W_{розр}$ із табличним значенням розподілу цього критерію (табл. IX у [8]). Обчислене значення перевищує табличне, отримане для $n=10$. Отже, гіпотеза про нормальний розподіл підтвердилась.

З огляду на те, що розподіл можна вважати нормальним, на підставі критерію Стюдента визначили необхідне мінімальне число досліджень n [7] за формулою

$$n = \frac{t_{кр}^2 S^2}{\Delta x^2}, \quad (11)$$

де $t_{кр} = 2,31$ – коефіцієнт Стюдента;

$\Delta x = k\bar{x}$ – помилка визначення \bar{x} – середньої арифметичної величини;

$k=0,2$ – коефіцієнт, що показує частку граничної помилки від середньої арифметичної величини.

Таблиця 3 – Значення сумарної потужності ротаційного різання

Номер дослідів	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сумарна потужність $x_i, \text{кВт}$	0,35	0,36	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,40	0,41	0,42	$\sum x_i = 3,84$
x_i^2	0,1225	0,1296	0,1296	0,1369	0,1444	0,1521	0,16	0,16	0,1681	0,1764	$\sum x_i^2 = 1,4796$

Після підстановки усіх відповідних значень у залежність (11) знайшли, що необхідне мінімальне число вимірів у нашому випадку дорівнює $n=4$.

Таблиця 4 – Результати обчислень

i	a_{n-i+1}	b	b^2	S_2	$W_{розр}$	$W_{табл}$
1	0,5739					
2	0,3291					
3	0,2141	0,069263	0,0047974	0,00503	0,9519	0,938
4	0,1224					
5	0,0399					

Висновки. В результаті проведеної роботи встановлено:

а) запропонована статистична модель процесу керованого ротаційного різання адекватно описує реальний процес обробки сталі 110Г13Л;

б) встановлено раціональні межі зміни параметрів процесу керованого ротаційного різання і послідовність роботи різальних чашок, що дозволяє досягти максимального знеміцнення поверхневого шару матеріалу в зоні різання;

в) запропонована статистична модель процесу керованого ротаційного різання може бути використана при аналізі обробки інших марок високо марганцевих сталей при мінімальній кількості вимірів.

Список літератури

1. Федотьева Л.П. Сучасний стан і перспективні методи обробки високомарганцевих сталей / Федотьева Л.П. // Вісник КДПУ. – 2006. – №6 (41) Ч1. – С. 31–36.
2. Федотьева Л.П. Моделювання керованого процесу ротаційного різання / Федотьева Л.П. // Вісник КДПУ. – 2007. – № 2 (43) Ч2. – С.72–76.

3. Федотьева Л.П. Визначення меж раціонального використання керованого процесу ротаційного різання / Федотьева Л.П. // – Харьков : «ХПИ», Резание и инструмент в технологических системах. Международный научно-технический сборник. – 2008. – №75 – С.420-427.
4. Ящерицын П.И. Ротационное резание материалов / Ящерицын П.И., Борисенко А.В., Дривотин И.Г., Лебедев В.Я. – Мн.: Наука и техника. – 1987. – С.229.
5. Режимы резания металлов : Справочник : / [Изд. 3-е, переработанное и дополненное. Под ред. Барановского Ю.В.] – М.: Машиностроение, 1972. – 409с.
6. Бобров В.Ф. Резание металлов самовращающимися резцами / Бобров В.Ф., Иерусалимский Д.Е. – М.: Машиностроение, 1972. – 112с.
7. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента / Кацев П.Г. – М.: Машиностроение, 1974. – 240с.
8. Хан Г. Статистические модели в инженерных задачах / Хан Г., Шапиро С. – Пер. с англ. - М.: Мир, 1969.-395с.

В статье описаны предпосылки исследований энергетических параметров процесса управляемого ротационного резания стали 110Г13Л.

Pre-conditions of researches of power parameters of process of the guided rotary cutting of steel of 110Г13Л are described in the article.

Обнаружение скачкообразного изменения среднего значения тока в системе управления процессом размерной обработки электрической дугой

Приводится решение задачи обнаружения в реальном масштабе времени скачкообразного изменения среднего значения тока на фоне белого шума в процессе размерной обработки дугой на основе критерия отношения правдоподобия Пейджа-Хинкли с целью повышения качества обработки детали.

размерная обработка дугой, система управления, обнаружение скачка, скачкообразное изменение

Вступление. Размерная обработка дугой (РОД) является процессом, основанным на использовании стационарной электрической дуги, в котором обработка деталей осуществляется в поперечном потоке жидкости – диэлектрика [1].

Стабильность величины рабочего тока дуги является одним из основных показателей качества обработки, поскольку превышение величины заданного тока приводит к увеличению диаметра эрозионных лунок, что снижает класс чистоты обработки детали.

Нестабильность величины технологического тока приводит к снижению качества и производительности процесса обработки деталей.

Известные методы стабилизации тока дуги основаны на использовании систем управления процессом обработки по отклонению с петлей обратной связи в контуре управления [2]. Информация о величине тока дуги является апостериорной. Недостатком метода в конкретной реализации является задержка времени обнаружения скачкообразного изменения тока дуги.

Более эффективным методом является метод раннего обнаружения скачкообразных изменений среднего значения тока дуги, основанных на методах математической статистики [3]. Использование критерия правдоподобия Пейджа – Хинкли [4] позволяет в реальном масштабе времени обнаружить скачкообразные изменения среднего значения тока дуги.

Постановка задачи. Пусть на входе некоторого детектора наблюдается последовательность дискретных сигналов y_n , которые возмущаются белым шумом ε_n . Т.е. сигнал представляет собой последовательность независимых гауссовских случайных величин с дисперсией и средним μ_n .

$$y_n = \mu_n + \varepsilon_n . \quad (1)$$

При этом в заведомо неизвестные моменты времени происходит скачкообразное изменение среднего значения сигнала:

$$\mu_n = \begin{cases} 0, & \text{если } n \leq r-1, \\ 1, & \text{если } n \geq r. \end{cases} , \quad (2)$$

где n - последовательность измерений;

τ - момент скачкообразного изменения.

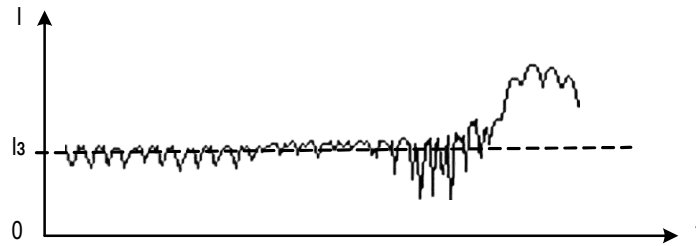


Рисунок 1 – Скачкообразное изменения тока дуги в процессе обработки детали

Задача состоит в обнаружении таких скачкообразных изменений в реальном масштабе времени. Основная проблема сводится к скорейшему обнаружению скачкообразного изменения, чтобы иметь возможность обработать данные по другим каналам. Такой детектор должен иметь показатели качества (введенные А.Н.Ширяевым):

- малое количество ошибочных тревог (т.е. нужно большое среднее время между ошибочными тревогами);

- малое запаздывание в обнаружении (показателем является среднее время запаздывания в обнаружении скачкообразного изменения сигнала).

Необходимо решить противоречие между требованием относительно малого числа ошибочных тревог и малого запаздывания в обнаружении скачкообразного изменения, поскольку уменьшение времени обнаружения приводит к увеличению вероятности появления ошибочных тревог.

Детектор называют оптимальным, если при фиксированном среднем времени между ошибочными тревогами запаздывание в обнаружении скачкообразного изменения сигнала является минимальным.

Необходимо найти критерии и алгоритмы, которые реализуют оптимальный детектор.

Анализ исследований и публикаций. В работе [3] обнаружение скачкообразного изменения сигнала осуществляется методом сегментации исследуемого сигнала.

При использовании метода предполагается, что сигнал описывается последовательными единицами, характеризуемыми некоторыми моделями. В основе метода лежит использование статистики критерия, на основе которой сравниваются две или три модели, оцененные по различным участкам сигнала, что позволяет обнаруживать скачкообразные изменения в параметрах модели.

Задача сегментации решается в три этапа:

- выбор структуры модели (модель авторегрессии АР);
- выбор статистики критерия (отношение правдоподобия);
- обнаружение изменения и оценка времени изменения.

Предполагается, что каждый сегмент сигнала описывается моделью АР порядка p , обозначаемой $M(A, \sigma)$, т. е.

$$\begin{cases} y_n = \varphi_n^T A + e_n \\ \text{var } e_n = \sigma^2 \end{cases}, \quad (3)$$

где $A = (a_1, \dots, a_p)$ - параметры модели;

$\varphi_n^T = (y_{n-1}, \dots, y_{n-p})$; p - порядок модели;

(ϵ_n) - белый шум с нулевым средним и дисперсией σ^2 .

Чтобы обнаружить скачкообразное изменение в параметрах модели (1), проверяются две гипотезы - альтернативы:

H_0 : сигнал $[y_0, \dots, y_n]$ описывается моделью $M_0(A_0, \sigma_0)$;

H_1 : в момент времени r происходит скачкообразная смена модели, так что сигнал $[y_0, \dots, y_r]$ описывается моделью $M_1(A_1, \sigma_1)$, а сигнал $[y_{r+1}, \dots, y_n]$ - моделью $M_2(A_2, \sigma_2)$.

Статистика критерия Брандта (4) базируется на обобщенном отношении правдоподобия (ООП) D_n между этими двумя гипотезами:

$$D_n = -(n-r) \ln \sigma_2^2 - r \ln \sigma_1^2 + n \ln \sigma_0^2. \quad (4)$$

Таким образом, решение о наличии скачкообразного изменения принимается, если

$$\min_{A_0, \sigma_0} \max_{A_1, \sigma_1} \max_{A_2, \sigma_2} D_n > D_0. \quad (5)$$

Текущее значение r определяется как аргумент выражения (5).

Обнаружение скачкообразного изменения среднего значения осуществляется также методом критерия правдоподобия:

- апостериорное обнаружение (по полной выборке): в гауссовском случае распределение вероятности оценки максимального правдоподобия r_n времени скачкообразного изменения не зависят от того, известны ли средние значения сигнала до и после скачкообразного изменения;

- последовательное обнаружение: в случае обнаружения в реальном масштабе времени резкого изменения от одного к другому двух известных законов распределения f_0 и f_0 , оптимальным детектором является критерием Пейджа – Хинкли;

- критерий кумулятивной суммы Хайнса (скользящего геометрического среднего): при известных средних μ_0 и дисперсии σ^2 до и после скачкообразного изменения разрешает вычислить пороговое значение, тем не менее не разрешает частично разделить пороги скачкообразного изменения и шума как в критерии Пейджа – Хинкли.

Решение задачи будет состоять в поиске таких статистических критериев и алгоритма, которые будут представлять собой компромисс между сложностью вычислений и надежностью диагностирования резких изменений в поведении сигнала.

Основная часть. Скачкообразное изменения тока дуги в процессе обработки детали (рис. 1) представим в виде модели поведения сигнала (рис.2):

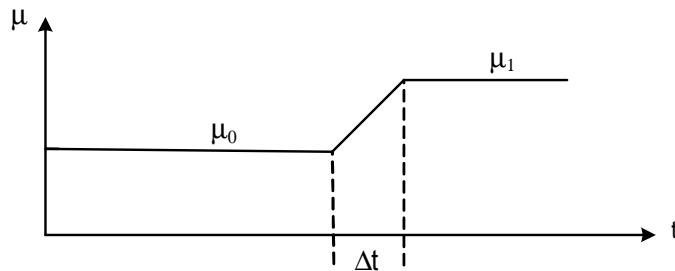


Рисунок 2 – Поведение сигнала в момент скачкообразного изменения

Обнаружение скачкообразного изменения является эквивалентом принятию гипотезы H_1 (есть скачкообразное изменение, r, n), когда она проверяется по отношению к гипотезе H_0 (нет скачкообразного изменения, r, n).

Критерий отношения правдоподобия для этих двух гипотез принимает вид:

$$\frac{\prod_{k=1}^{r-1} p_0(y_k) \cdot \prod_{k=r}^n p_1(y_k)}{\prod_{k=1}^n p_0(y_k)} = \prod_{k=r}^n \frac{p_1(y_k)}{p_0(y_k)},$$

где
$$p_i(y_k) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(y_k - \mu_i)^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (i = 0,1).$$

Логарифмирование дает статистику критерия:

$$\Lambda_n(r) = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n (y_k - \frac{\mu_1 + \mu_0}{2}) = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n (y_k - \mu_0 - \frac{\mu_1 - \mu_0}{2}) = \frac{1}{\sigma^2} S_r^n(\mu_0, \nu), \quad (6)$$

где

$$S_r^n(\mu_0, \nu) = \nu \sum_{k=r}^n (y_k - \mu_0 - \frac{\nu}{2}), \quad (7)$$

$\nu = \mu_1 - \mu_0$ - величина скачкообразного изменения с учетом знака.

Величину скачкообразного изменения ν определим из условия:

$$\nu = \max_r S_r^n(\mu_0, \nu) \underset{H_0}{\overset{H_1}{\geq}} \lambda. \quad (8)$$

А.Н. Ширяев и Г. Лорден независимо друг от друга показали оптимальность этого критерия так как он минимизирует запаздывание в обнаружении при заданном среднем времени между ошибочными тревогами.

Условие (8) можно представить иначе: подавать тревогу в первый момент времени n , для которого выполняется условие:

$$g_n = S_1^n(\mu_0, \nu) - \min_{1 \leq k \leq n} S_1^k(\mu_0, \nu) > \lambda. \quad (9)$$

Это соотношение является детектором Пейджа - Хинкли.

Величина $S_1^n(\mu_0, \nu)$ - определяется апостериорно. Величину g_n можно использовать для определения перехода сигнала из μ_0 в μ_1 .

Геометрическая интерпретация алгоритмов (7) и (8) представлена на рис 3.

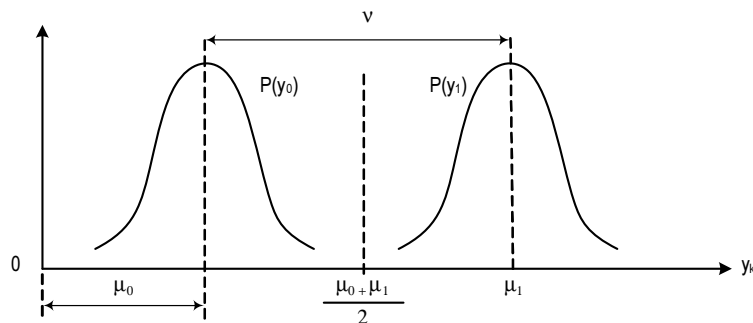


Рисунок 3 – Геометрическая интерпретация алгоритмов

Таким образом, на основании сигнала изменения среднего значения тока дуги система управления станком РОД выбирает ветви алгоритма работы:

- позиционирование рабочего инструмента в соответствии с программой обработки;
- изменение положения рабочего инструмента для предотвращения экстремального режима;
- изменение внутреннего сопротивления источника технологического тока и ограничение тока дуги.

Применение критерия отношения правдоподобия Пейджа – Хинкли позволяет преобразовать существующую систему управления током дуги по отклонению [2] представленную на рис. 4., в комбинированную систему управления путем введения детектора скачкообразного изменения тока дуги.

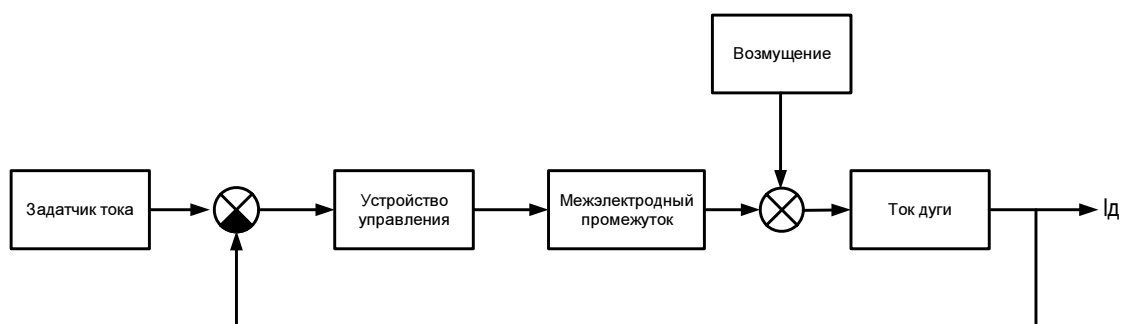


Рисунок 4 – Управление током дуги по отклонению

Структурная схема комбинированной системы управления с использованием детектора скачкообразного изменения среднего значения тока дуги представлена на рис.5.

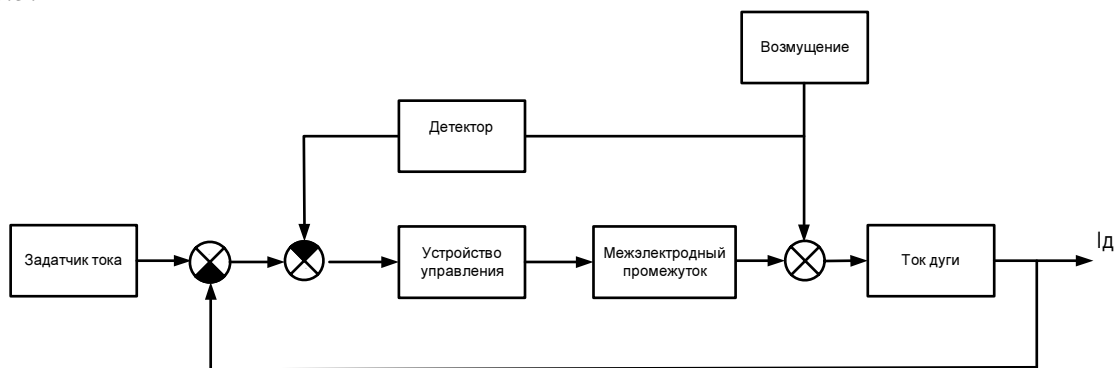


Рисунок 5 – Комбинированная система управления током дуги

Выводы

Своевременное обнаружение скачкообразного изменения среднего значения тока дуги на основе критерия Пейджа-Хинкли позволяет предотвратить развитие процесса короткого замыкания за счет формирования сигнала управления с учетом результата детектирования направления изменения тока дуги.

Это позволяет подсистеме управления процессом обработки осуществлять программное управление током дуги.

Программное управление процессом обработки детали в значительной мере повышает качество обработки деталей вследствие исключения экстремальных режимов работы станка РОД.

Список литературы

1. Носуленко В.И. Розмірна обробка металів електричною дугою. Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07 / Кіровоградський гос. техн. ун-т – К.: 1999.- 36 с.
2. Носуленко В.І., Боков В.М., Великий П.М., Широботько В.П., Гросул І.А. Верстат електроерозійний копіювальний – 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.
4. Hinkley D. V. Inference about the Change-Point from Cumulative Sum-Tests, *Biometrika*, 508, 3, p 509-523 (1971).

Приводиться рішення завдання виявлення в реальному масштабі часу стрибкоподібної зміни середнього значення струму на фоні білого шуму в процесі розмірної обробки дугою на основі критерію відношення правдоподібності Пейджа - Хинкли з метою підвищення якості обробки деталі

The task on a white noise background detection arch current average importance spasmodic change in processing by current electrical arch in real time on the of plausibility Page - Hinkley relation basis criterion with the purpose quality of processing detail increase decision is resulted.

Т.В. Сахно, д-р хім. наук, І.А. Велит, канд. техн. наук, В.М. Бовсуновський, канд. техн. наук

Полтавська державна аграрна академія, м. Полтава

Знос ріжучого інструменту при обробці оптичних полімерів

Проаналізовано знос ріжучого інструменту при обробці оптичних полімерів на основі полістиролу і полі метилметакрилату
полімер, процес різання, знос, інструмент

Вступ. Комплексне вивчення механіки різання на мікро - і на макро-рівні і процесу утворення стружки дозволяє прогнозувати параметри обробки, характеристики точності і якості поверхневого шару оптичних полімерних виробів.

Постановка проблеми, її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Механіка різання полімерів є ланкою, що визначає деформаційні і контактні процеси в зоні обробки, є ключем до нових технологічних рішень [1,2,3]. В процесі введення ріжучого клину інструменту в заготовку відбувається направлене руйнування матеріалу в обсязі шару полімерів [4,5]. Следствием цього є розриви хімічних зв'язків полімеру, що приводять до виникнення вільних радикалів з наступною їх рекомбінацією, зародженню, зростанню і злиттю мікротріщин в магістральні при утворенні нових поверхонь. Порушення структури полімерного матеріалу, що виникає при різанні веде до появи люмінесценції (механолюмінесценції), яку можна розглядати як об'єктивний показник мікроруйнування матеріалу. Емісія фотонів люмінесценції безпосередньо зв'язана з елементарними актами модифікації структури матеріалу, що піддається навантаженню. Тому випромінювання з довжиною хвилі в видимій області спектру, що виникає при деформуванні полімерних матеріалів і є следствием утворення в матеріалі структурних дефектів, можна розглядати як об'єктивний показник руйнування матеріалу [6].

Мета роботи. Дослідження зносу ріжучого інструменту при обробці оптичних полімерів на основі полістиролу і полі метилметакрилату.

Методика експерименту. Для прецизійного обробітку оптичної поверхні застосовували природний монокристалічний алмаз, що має високу теплопровідність і мінімальний коефіцієнт тертя. На чистових операціях фрезерування монокристалічний алмаз практично не піддається зносу, не спостерігається збільшення радіуса округлення крайок. Проте застосування інструмента з природних монокристалічних алмазів на всіх операціях обробки полімерної оптики економічно малоефективно. Це обумовлено як його високою вартістю, так і розкидом показників довговічності.

Переказ основних матеріалів досліджень. Радіус округлення ріжучих крайок інструментів грає вирішальну роль у формуванні поверхневого прошарку полімерних оптичних матеріалів. Мінімумально можливе його значення ($\rho < 1$ мкм) забезпечує одержання оптично прозорої поверхні виробу. Інструмент з швидкорізальної сталі Р9, що може забезпечити початковий радіус округлення $\rho = 4-8$ мкм, піддається помітному зношуванню з боку полімерних матеріалів. З урахуванням жорстких вимог до якості обробітку необхідний правильний вибір критерію затуплення ріжучого інструмента.

Знос інструменту відбувається за рахунок локального збільшення радіусу округлення головної ріжучої кромки (рис.1). Отримані закономірності найбільш

справедливі для інструменту з швидкоріжучої сталі, бо для алмазних надтвердих матеріалів виявити закономірності в розвитку зносу від часу обробки не вдається. Початковий радіус округлення ріжучих кромки-вставок для обробки оптичних полімерів повинен знаходитися в наступних межах: для швидкоріжучої сталі Р6М5 - 4...5мкм, для твердого сплаву ВК8 - 9...11, для алмазного надтвердого матеріалу СКМ-Р - 5...7мкм.

Великий початковий радіус округлення твердосплавного інструменту визначає невисоку якість обробленої поверхні оптичних полімерів, внаслідок чого даний інструментальний матеріал можна рекомендувати на чернеткових операціях обробки.

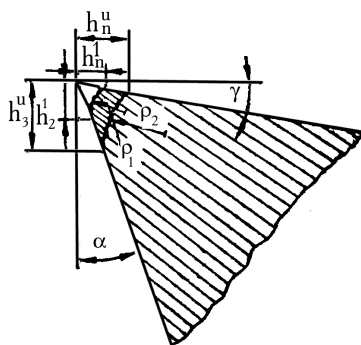


Рисунок 1– Розвиток зносу інструменту за рахунок збільшення радіусу округлення: h_3 , h_n -знос по задній і передній поверхні, h_3^u , h_n^u - знос по поверхням при збільшенні радіусу округлення

Необхідно відзначити, що збільшення радіусу округлення до значень $\rho=15...18\text{мкм}$ приводить до різкого зростання числа дефектів на обробленій поверхні оптичних полімерів. Таким чином, в якості критерію затуплення ріжучого інструменту вибирається погіршення якості обробленої поверхні, що найбільш об'єктивно може оцінюватися величиною радіусу округлення ріжучої кромки. При цьому для забезпечення стабільності експлуатаційних властивостей готових оптичних виробів за рахунок найменшої дефектності поверхневого шару величина радіусу закруглення ріжучих кромки не повинна перевищувати 15-18мкм (орієнтовна величина зносу по задній поверхні $h_3=0,03... 0,04$ мм).

При обробці полімерних матеріалів інструментами звичайної і надвисокої твердості відсутній період катастрофічного зношування, тому що його завжди опережає неприпустиме погіршення якості обробленої поверхні виробу. У цих випадках використовують критерій технологічного зносу. Інструмент рахується затупленим, коли лінійний знос задньої поверхні досягає значення, рівного технологічному зносу, якому відповідає технологічна ознака - погіршення якості обробленої поверхні.

Для ріжучих інструментів, що здійснюють обробку полімерних оптичних матеріалів, більш об'єктивним показником зношування є округлення леза інструмента. При збільшенні радіуса округлення різко збільшується шорсткість обробленої поверхні і виникають тріщини «срібла».

Незважаючи на те, що прийняття радіуса округлення як критерію зносу у виробничих умовах пов'язано з труднощами виміру припустимого розміру, цей параметр є найбільше об'єктивною характеристикою зношування інструмента. На чистових, фінішних операціях розмір радіуса округлення не повинен перевищувати 1,0мкм, на напівчистових операціях 10-15мкм.

Вирішальний вплив на знос ріжучого інструменту має швидкість різання. Це зв'язане зі збільшенням теплоутворення в зоні обробки і активним протіканням термодеструкції в зоні контакту ріжучого клину і матеріалу, що обробляється.

При мікроаналізі ріжучого клину інструменту видно тонкі полімерні плівки поблизу верхівки інструменту, що утворюються при високих швидкостях різання ($v > 100 \text{ м/хв}$) і більших перетинах зрізу. Полімерна плівка утворилась в результаті деструкції матеріалу, що обробляється і приводить до значного викривлення радіусу округлення, погіршує процес стружкоутворення і якість поверхні виробів. При цьому міцність зв'язку між полімерною плівкою і поверхнею інструменту є досить високою. Основним ефективним засобом, що перешкоджає утворенню полімерних плівок наряду з призначенням оптимальних режимів різання, є застосування змащувально-охолоджуючих технологічних середовищ, що мають в своєму складі хімічні компоненти, які зменшують адгезійний зв'язок матеріалу, що обробляється і інструментальних матеріалів.

Руйнування в процесі обробки полімерного матеріалу супроводжується механодеструкцією, утворенням вільних радикалів і зв'язку текучої фази в контактних шарах інструменту і заготовки.

Знос інструмента є найважливішим показником його працездатності, проте фізична природа зношування вивчена на рівні гіпотез через виняткову складність контактних процесів, що протікають у зоні різання при обробці полімерних матеріалів.

Доведено, що продукти деструкції полімеру мають високу поверхневу активність і здатні змінювати вихідну структуру і механічні властивості контактуючих із ними матеріалів [7,8,9]. З допомогою методу електронного парамагнітного резонансу авторами встановлено, що в зоні різання утворюються активні вільні макрорадикали в результаті крекінга полімеру. Деструктовані полімери здатні активувати диспергування поверхні інструментального матеріалу. Явище активації руйнування ріжучого інструменту відповідає ефекту Ребіндера.

Механізм ефекту Ребіндера характеризується двома складовими впливу адсорбційно-активного середовища на процес диспергування твердих тел. Адсорбовані молекули полімеру викликають зниження поверхневої енергії твердого тіла, що сприяє полегшенню диспергування ріжучого інструменту. Крім того, молекули, мігруючи по поверхневим дефектам інструменту, відвертають їх самозаточування, що також прискорює процес мікроруйнування. Встановлено, що адсорбційні властивості твердих тіл багато в чому визначаються станом їхньої поверхні: розмірами мікронерівностей і кількістю мікротріщин на поверхнях ріжучого інструмента, що контактують.

Природно очікувати проникнення вільних радикалів полімеру в мікротріщини швидкорізального інструмента. При цьому вільні макрорадикали роблять розклинюючу дію, інтенсифікують знос.

Адгезійне і водневе зношування ріжучого інструмента вивчали за допомогою інфрачервоної спектроскопії деструктивного прошарку полімеру. У результаті деструкції відбувається утворення водню, що викликає водневе зношування швидкорізального інструмента. Очевидно, що механізм водневого зношування може мати помітний вплив лише при обробці оптичних полімерних матеріалів швидкорізальним інструментом.

Значне падіння кількості функціональних груп приводить до зменшення адгезійної взаємодії полімеру й інструментального матеріалу, що можливо тільки при малій частці термічної деструкції. У цьому випадку відбувається утворення тривких хімічних зв'язків і збільшується інтенсивність зносу ріжучого інструмента.

Взаємодія полімеру, який обробляється з ріжучим інструментом може бути також на молекулярному рівні, що виявляються в виді адгезії. Адгезійній взаємодії матеріалів сприяють температурно-силові умови на площинах контакту інструменту з матеріалом, що обробляється. Встановлено, що адгезійна взаємодія можлива при механічній деструкції, наприклад при невисокій долі термічної деструкції. Таким

чином, при різанні полімеру звільняються вільні валентні радикали і виступають назовні окремі елементи в атомарному стані, що дозволяє вступати інструментальному матеріалу і полімеру в хімічну взаємодію. При цьому утворюються сполуки, які руйнуються і виникають знов.

Певну роль в механізмі зносу інструменту при переривному різанні грають циклічні температурно-силові навантаження, що посилюються високочастотними вібраціями.

Висновок. Гіпотеза зносу ріжучого інструменту при обробці оптичних полімерів це - крихке мікроруйнування ріжучого інструменту під дією адсорбційно-адгезійних факторів і механічного впливу.

Список літератури

1. Семиноженко В.П., Сенчишин В.Г., Гринев Б.В., Грабченко А.И., Везуб Н.Б. Технология получения крупногабаритных пластмассовых сцинтилляторов для исследований физики высоких энергий // 36.наукових праць «Висою технологи в машинобудуванш». 2000. - Т.1. - С.226-230.
2. Сенчишин В.Г. Современные технологии получения пластмассовых сцинтилляторов // Международный научно-технич. сб. «Резание и инструмент в технологических системах». Харьков, ХГПУ. 2000. - Т.57. - С.205-216.
3. Везуб Н.В., Тарасюк А.П., Хавин Г.Л. Механическая обработка волокнистых полимерных композитов. Харьков, ХНАДУ, 2001. - 180 с.
4. Везуб Н.В., Лавриненко С.Н. Особенности разрушения полимерных композитных материалов при механической обработке // Механика композиционных материалов. 1984. №4. - С.741-743.
5. Нарисава И. Прочность полимерных материалов: пер с яп. - М.:Химия, 1987. - 399 с.
6. Сенчишин В.Г., Везуб Н.В., Лавриненко С.Н. Технология производства полимерных оптических изделий. - К.: Техніка, 1992. - 79 с.
7. Бартенев Г.М. Прочность и механизм разрушения полимеров. - М.: Химия, 1984.- 280 с.
8. Штучный Б.П. Механическая обработка пластмасс. - М.: Машиностроение, 1987. - 156 с.
9. Климов А.Б, Куликов М.Ю., Бахарев В.П., Филимонов А.В. Физико-математическое моделирование и прогнозирование процесса изнашивания минералокерамического режущего инструмента.//Вестник машиностроения, М.: Машиностроение, № 11, 2006.- С.23 – 26.

Проанализирован износ режущего инструмента при обработке оптических полимеров

It is parsed of wearing of a cutting tool at processing of optical polymers on the base of polystirole

Е.В. Доля, канд. физ.-мат. наук

Киевский национальный университет строительства и архитектуры,

О.П. Червинко, канд. физ.-мат. наук

Институт механики им. С.П.Тимошенко НАН Украины

С.Н. Якименко, доц., канд. физ.-мат. наук

Кировоградский национальный технический университет

Термическая неустойчивость прямоугольной бесконечной металлополимерной призмы при антиплоском гармоническом сдвиге

В рамках связанной задачи термовязкоупругости с помощью численного моделирования исследована термическая неустойчивость при диссипативном разогреве прямоугольной призмы, которая состоит из медных и полиэтиленовых или полиметилметакрилатовых слоев. Призма подвергается высокочастотному силовому или кинематическому антиплоскому сдвигу. Установлено, что для случая полиэтилена термическая неустойчивость имеет место при силовом нагружении и отсутствует при кинематическом, а в случае полиметилметакрилата неустойчивость имеет место в обоих случаях нагружения. Это связано с наличием участков возрастания с температурой сдвиговой и объемной податливостей потерь для каждого из полимеров.

вязкоупругий материал, виброразогрев, слоистая призма, термическая неустойчивость

Диссипативный разогрев, с одной стороны, может существенно снижать работоспособность резинометаллических виброизоляторов транспортных средств и горных машин, а с другой, он является основой ряда технологий переработки полимеров и композитов на их основе, в частности, ультразвуковой сварки [7].

Математическое моделирование возникающих при этом термомеханических процессов производится в рамках связанной задачи термовязкоупругости [4].

У аморфных полимеров в окрестности температуры стеклования модуль накопления резко уменьшается, модуль потерь возрастает. Такое изменение свойств может вызвать резкий лавинообразный разогрев тела в окрестности температуры стеклования (т.н. явление тепловой неустойчивости [8]), что может приводить к потере функциональных свойств изделия вследствие размягчения или даже расплавления материала. Напротив, в технологиях ультразвуковой сварки термопластических полимеров режим тепловой неустойчивости обеспечивает максимальную эффективность процесса [6].

Тепловая неустойчивость призматической ячейки волокнистого композита изучена в работе [9]. Разогрев слоистой призмы при циклическом нагружении исследован в работах [1 - 3]. Постановка задачи и исследование виброразогрева циклически деформируемых вязкоупругих тел с температурно-зависимыми свойствами в упомянутых работах проведены в рамках задачи о плоской деформации для случая нормального и сдвигового нагружения прямоугольным штампом.

Постановка задачи и анализ случая сдвигового кинематического нагружения в антиплоской постановке рассмотрены в работе [1]. В данной работе решается задача о тепловой неустойчивости слоистой призмы в антиплоской постановке при силовом и кинематическом гармоническом нагружении штампом, приложенным к части поверхности.

§1. Постановка и метод решения задачи. Рассмотрим прямоугольную призму $|x| \leq 2c$, $0 < y < 2b$, $-\infty < z < \infty$, которая состоит из двух наружных и одного срединного слоев меди, толщиной δ (рис.1). Будем считать, что колебания возбуждаются осциллирующим с амплитудой u_0 в направлении оси Oz штампом на площадке $y = 2b$, $|x| \leq a$.

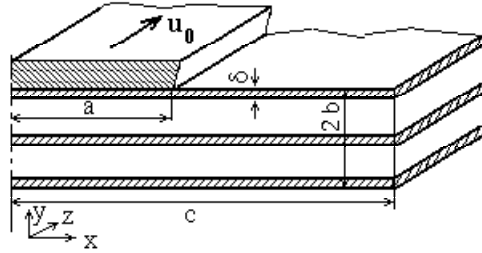


Рисунок 1 – Схема объекта

При антиплоской деформации отличной от нуля является только компонента вектора перемещения $\tilde{u}_z = \tilde{u}_z(x, y)$. При этом в призме возникает состояние сдвига в плоскости xOz и yOz .

Принимается обозначение $\tilde{u}_z = \tilde{\psi}(x, y)$. Отличные от нуля компоненты тензора деформации

$$\tilde{\epsilon}_{xz} = \frac{1}{2} \tilde{\psi}_{,x}, \quad \tilde{\epsilon}_{yz} = \frac{1}{2} \tilde{\psi}_{,y}. \quad (1)$$

Определяющие уравнения для напряжений записываются в виде

$$\tilde{\sigma}_{xz} = \tilde{G} \tilde{\psi}_{,x}, \quad \tilde{\sigma}_{yz} = \tilde{G} \tilde{\psi}_{,y}, \quad (2)$$

где \tilde{G} – комплексный модуль сдвига;

$$\tilde{G} = G' + iG'';$$

G' и G'' – модули накопления и потерь.

Средние за период колебаний скорость диссипации на единицу объема и ненулевые компоненты плотности потока энергии определяются уравнениями

$$\begin{aligned} \bar{D}' &= \omega(\sigma''_{xz} \epsilon'_{xz} - \sigma'_{xz} \epsilon''_{xz} + \sigma''_{yz} \epsilon'_{yz} - \sigma'_{yz} \epsilon''_{yz}), \\ P_x &= \frac{\omega}{2} (\sigma'_{xz} u''_z - \sigma''_{xz} u'_z) dx, \\ P_y &= \frac{\omega}{2} (\sigma'_{yz} u''_z - \sigma''_{yz} u'_z) dx. \end{aligned} \quad (3)$$

Краевая задача динамической связанной термовязкоупругости при гармоническом нагружении призмы в терминах функции $\tilde{\psi}$ включает уравнения колебаний и теплопроводности

$$(\tilde{G} \tilde{\psi}_{,x})_{,x} + (\tilde{G} \tilde{\psi}_{,y})_{,y} + \rho \omega^2 \tilde{\psi} = 0, \quad c_v \dot{\theta} = (k\theta_{,x})_{,x} + (k\theta_{,y})_{,y} + \beta \bar{D}', \quad (4)$$

граничные условия на границах, исключая поверхность нагружения $|x| \leq a, y = b$,

$$\begin{aligned}
\tilde{\Psi}_{,y} &= 0, \quad -k\theta_{,y} = \gamma(\theta - \theta_c), \quad a < |x| < c, \quad y = 2b; \\
\tilde{\Psi}_{,x} &= 0, \quad -k\theta_{,x} = \gamma(\theta - \theta_c), \quad |x| = c, \quad 0 < y < 2b; \\
\tilde{\Psi} &= 0, \quad \theta = \theta_c \quad |x| \leq a, \quad y = 0; \quad \tilde{\Psi}_{,y} = 0, \quad \theta = \theta_c \quad a < |x| < c, \quad y = 2b,
\end{aligned} \tag{5}$$

а также начальное условие для температуры

$$\theta = \theta_0 \quad \text{при } t = 0. \tag{6}$$

На площадке нагружения ставится условие кинематического нагружения

$$\tilde{\Psi} = u_o, \quad \theta = \theta_0 \quad |x| \leq a, \quad y = b \tag{7}$$

или силового нагружения

$$\frac{1}{2a} \int_{-a}^a \tilde{\sigma}_{yz}(x, b) dx = \bar{\sigma}_0, \quad \tilde{u}_z = \tilde{u}_{0z} \quad |x| \leq a, \quad y = b, \tag{8}$$

где \tilde{u}_{0z} – перемещение, отвечающее нагрузке $N_0 = 2a\bar{\sigma}_0$.

§2. Анализ результатов численных исследований. Граничная задача (1)-(8) решалась методом конечных элементов с помощью методики, развитой в работе [5]. В качестве материала призмы рассматриваются полиэтилен (ПЭ) и полиметилметакрилат (ПММА), которые являются типичными представителями кристаллических и аморфных полимеров. Физико-механические характеристики этих материалов приведены в работах [1, 9]. Кроме того, считалось, что $a = 10^{-2} \text{ м}$, $c = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $2b = 2.2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $\delta = 0.2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $\gamma = 30 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$, $\theta_0 = 20^\circ \text{ C}$, $f = 2\pi\omega = 20 \text{ кГц}$, $\beta = 1$.

Для расчета критических значений параметра нагрузки $\bar{\sigma}^*$ используется метод стационарных диаграмм, развитый в работе [8].

Силовое нагружение задается условием (8), а кинематическое – (7).

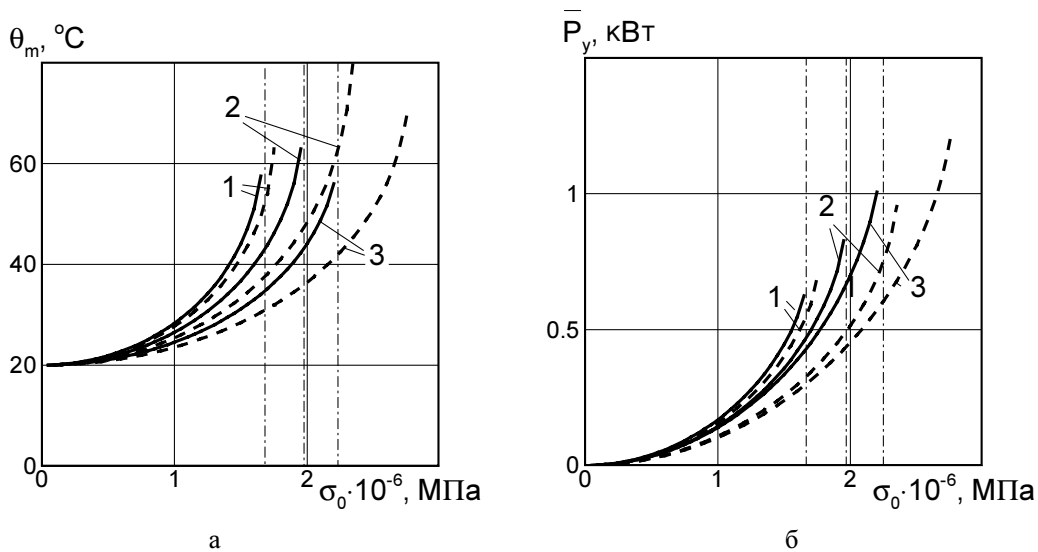


Рисунок 2 – Диаграммы $\theta_m - \sigma_0$ (а), $\bar{P}_y - \sigma_0$ (б) для задачи о силовом антиплоском сдвиге призмы из ПЭ

На рис. 2а для призмы из ПЭ сплошными линиями показаны диаграммы $\theta_m - \sigma_0$, где θ_m – максимальная по объему температура. Видно, что при $\sigma_0 \rightarrow \sigma^*$ резко нарастает усредненный по площадке нагружения поток энергии \bar{P}_y , $\bar{P}_y = \frac{1}{a} \int_0^a P_y(x, 2b) dx$.

Здесь и ниже цифры 1, 2 и 3 отвечают таким задачам: 1 – однородная полимерная призма, 2 – призма с наружными полимерными слоями, 3 – призма с наружными и срединным металлическими слоями (рис. 1). При этом суммарная толщина призмы одна и та же $0 < y < 2b$.

Возникновение тепловой неустойчивости при возбуждении призмы в режиме заданных напряжений обусловлено наличием для ПЭ участка повышения податливости сдвиговых потерь при увеличении температуры.

Согласно кривым на рис. 2, при уменьшении величины полимерного слоя критические напряжения возрастают. Это объясняется увеличением сдвиговой жесткости и, следовательно, уменьшением потока энергии при уменьшении толщины полимерных слоев.

Для оценки эффектов динамичности рассчитывались резонансные частоты для температуры $\theta = 20^\circ C$. Для задач 1, 2 и 3 получены значения первых резонансных частот $f_{r1} = 14 \text{ кГц}$, $f_{r2} = 25,5 \text{ кГц}$ и $f_{r3} = 26,4 \text{ кГц}$. Влияние резонансов можно оценить путем сопоставления с квазистатическими решениями (штриховые линии на рис. 2а).

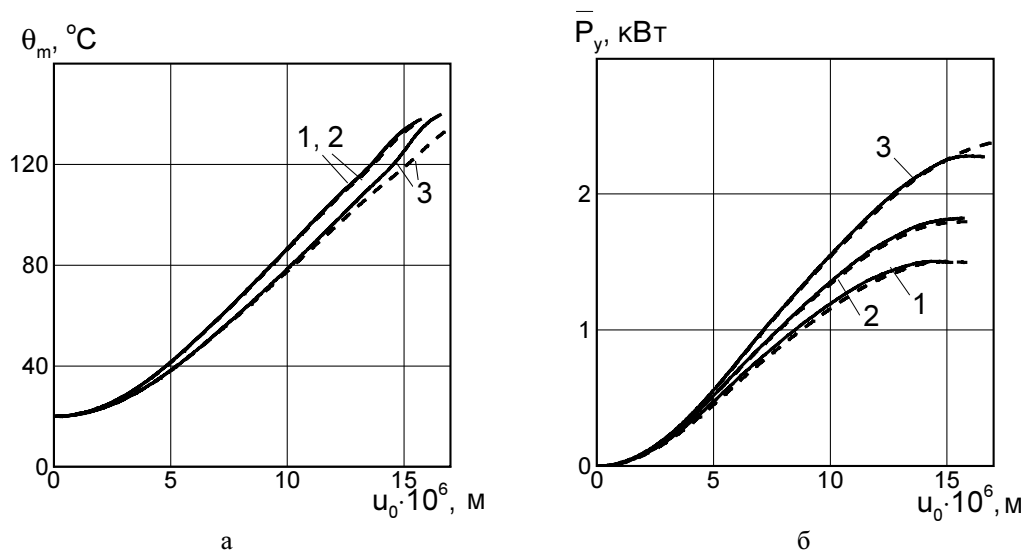


Рисунок 3 – Диаграммы $\theta_m - u_0$ (а), $\bar{P}_y - u_0$ (б), для задачи о кинематическом антиплоском сдвиге призмы из ПЭ

Диаграммы для случая кинематического нагружения полиэтиленовой призмы показаны на рис. 3. Кривые $\theta_m - u_0$ не имеют вертикальных асимптот и сохраняют пологость до температуры плавления. Таким образом, для всех значений u_0 в интервале (θ_0, θ_{liq}) , где θ_{liq} – температура вязкотекучего перехода, существует решение стационарной задачи теплопроводности, и, следовательно, тепловая неустойчивость не имеет места. Отсутствие тепловой неустойчивости при возбуждении призмы в режиме заданных перемещений обусловлено снижением сдвигового модуля потерь с увеличением температуры. При этом кривые зависимости $P_y(u_0)$, приведенные на рис. 3б, насыщаются при $u_0 \approx 15 \text{ мкм}$. Резонансы для армированной

призмы при кинематическом нагружении расположены несколько выше, чем в случае заданных напряжений ($f_{r1} = 14,5 \text{ кГц}$, $f_{r2} = 27,4 \text{ кГц}$, $f_{r3} = 28,9 \text{ кГц}$) и при этом заметно отличаются от частоты нагружения $f = 20 \text{ кГц}$. Поэтому на кривых $\theta_m - u_0$ отсутствуют эффекты динамичности типа резонансных бифуркаций.

Количественное влияние сил инерции оценивается сопоставлением с квазистатическими решениями (штриховые линии). Вдали от резонансов сдвиговая жесткость призмы возрастает с уменьшением толщины полимерного слоя. Поэтому при заданных перемещениях поток энергии \bar{P}_y для задачи 3 выше, чем для задач 1 и 2.

В однородной призме температура слабо локализована в окрестности граничной точки области нагружения $|x| = a$, $y = 2b$. В задачах 2 и 3 локализация нивелируется наружными металлическими слоями. Максимальный разогрев имеет место в ПЭ слоях в области нагружения $|x| \leq a$.

Рассмотрим призму с прослойками из ПММА. Как указывалось выше, для этого полимера термическая неустойчивость возможна как в режиме заданного напряжения, так и перемещения.

Данные, отвечающие силовому и кинематическому антиплоскому сдвигу призмы из ПММА, показаны на рис. 4.

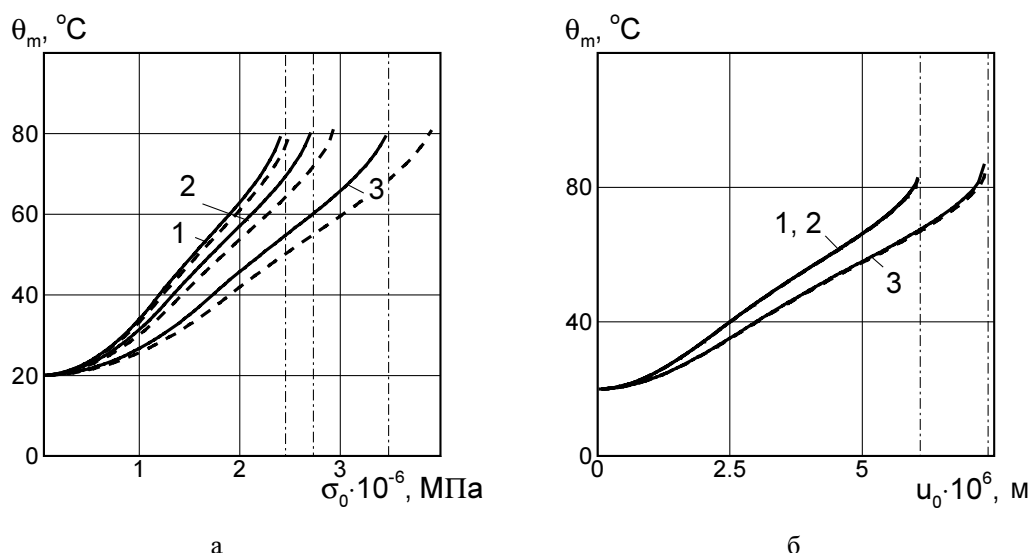


Рисунок 4 – Диаграммы $\theta_m - \sigma_0$, для задачи о силовом (а) и $\theta_m - u_0$ – кинематическом (б) антиплоском сдвиге призмы из ПММА

Взаимное расположение кривых, отвечающих задачам 1–3, аналогично случаю ПЭ слоев. Значения критических температур θ^* близко к температуре размягчения полимера $\theta_p \cong 80^\circ \text{C} - 90^\circ \text{C}$. Поскольку ПММА более жесткий полимер по сравнению с ПЭ, соответствующие резонансные частоты лежат заметно выше. Расчеты дают следующие значения резонансных частот для силового нагружения: $f_{r1} = 15,4 \text{ кГц}$, $f_{r2} = 25,1 \text{ кГц}$, $f_{r3} = 26,4 \text{ кГц}$ и $f_{r1} = 16,0 \text{ кГц}$, $f_{r2} = 26,6 \text{ кГц}$, $f_{r3} = 28,3 \text{ кГц}$ для кинематического нагружения. Поскольку резонансы заметно отстроены от частоты возбуждения $f = 20 \text{ кГц}$, они не оказывают качественного влияния на температурные диаграммы. Количественный эффект динамичности можно оценить сопоставлением со штриховыми кривыми, отвечающими квазистатическим задачам. Как и во всех

рассмотренных выше случаях нагружения, критические значения возрастают с ростом степени армирования призмы металлическими слоями.

§ 3. Выводы

1. При антиплоских колебаниях термическая неустойчивость реализуется в слоистой медно-полиэтиленовой прямоугольной призме при силовом высокочастотном нагружении сжатия, а в призме, составленной из слоев меди и ПММА, – как при силовом, так и кинематическом нагружениях. В этих случаях возможны режимы ускоренного разогрева, обусловленные возрастанием модулей или податливостей сдвиговых потерь с температурой.

2. Чем тоньше полимерные слои, тем выше критические значения амплитуд нагружения.

3. Для рассмотренных параметров задачи динамичность не оказывает качественного влияния на термическую неустойчивость. При этом увеличение степени армирования приводит к увеличению критических значений нагрузки.

Список литературы

1. Доля Е.В. Колебания и виброразогрев пятислойной вязкоупругой призмы при антиплоском сдвиге // Теорет. и прикл. механика. – 2006. – 42. – С.177-181.
2. Доля Е.В. Расчет параметров тепловой неустойчивости слоистой призмы // Теорет. и прикладная механика. – 2005. – 40. – С. 63-67.
3. Доля Е.В., Червинко О.П., Сенченков И.К. Тепловая неустойчивость слоистой вязкоупругой призмы при высокочастотном сдвиговом нагружении // Математичні методи та фізико-механічні поля. – 2008. – 51, № 3. – С. 80-88.
4. Карнаухов В.Г. Связанные задачи термовязкоупругости. – К.: Наук. думка, 1982. – 260с.
5. Мотовиловец И.А., Козлов В.И. Термоупругость. – К.: «А.С.К», 1987. – 264 с.
6. Нестеренко Н.П., Сенченков И.К. Моделирование виброразогрева армированных полимерных пленок при ультразвуковой сварке с нормальным вводом колебаний / Сб. Трудов II Межд. конф. «Математическое моделирование и информационные технологии в сварке и родственных процессах» Под. ред. проф. В.И.Махненко, 13-17 сент. 2004, пос. Кацивели, Крым. К.: ИЭС им. Е.О.Патона НАН Украины. – С. 200-204.
7. Сенченков И.К., Червинко О.П., Нестеренко Н.П. Математическое моделирование термомеханических процессов при ультразвуковой сварке слоистых композитов // Теорет. и прикладная механика. – 2003. – 37. – С. 179-183.
8. Червинко О.П. Расчет критических параметров тепловой неустойчивости вязкоупругой призмы с концентратором напряжений при гармоническом сжатии // Прикл. механика. – 2004. – 40, №8. – С. 111-118.
9. Якименко Н.М. Теплова нестійкість в'язкопружної прямокутної призми з циліндричними включеннями при зсувному циклічному навантаженні // Вісн. Київ. ун-ту. Сер. фіз.-мат. наук. – 2004. – N 2. – С. 171-175.

В рамках зв'язаної задачі термов'язкопружності за допомогою чисельного моделювання досліджено термічну нестійкість при дисипативному розігріві прямокутної призми, яка складається з мідних і поліетиленових або поліметилметакрилатових шарів. Призма піддається високочастотному силовому або кінематичному антиплоскому зсуву. Встановлено, що для випадку поліетилену термічна нестійкість має місце за умов силового навантаження і відсутня при кінематичному, а у випадку поліметилметакрилату нестійкість має місце для обох типів навантаження. Це пов'язується із наявністю ділянок зростання з температурою зсувної і об'ємної податливостей втрат для кожного з полімерів.

Thermal instability under vibration heating of copper-polyethylene and copper-PMMA layered prism is studied within coupled thermoviscoelasticity using finite element simulation. The prism is subjected to a high frequency shear force or cinematic load. It is established that in the case of polyethylene the thermal instability occurs under force load and it does not take place under cinematic one. But for PMMA layers thermal instability takes place for both loads. This effect is associated with an existence of temperature interval of growing dependence of shear loss compliance and modules.

Фізичні аспекти прояву зворотного зв'язку та авторегулювання форми знаряддя в системі «знаряддя-ґрунт»

В статті описані фізичні явища в скибі ґрунту при її деформуванні ґрунтообробним знаряддям, що приводять до формування «проміжних тіл» з ґрунту. «Проміжні тіла» та їх поверхні формуються відповідно до закону прагнення до мінімальної нерівномірності напруження та енергії в системі та фактично виконують роль робочої поверхні знаряддя. Таким чином, ґрунт змінює форму знаряддя, здійснюється зворотний зв'язок та авторегулювання форми у системі «знаряддя-ґрунт». Наведені приклади зразків техніки, що ілюструють теоретичні положення.

розпушувач ґрунту, проектування, енергомiсткiсть процесу, деформування ґрунту, властивості ґрунту, зворотний зв'язок, авторегулювання форми

Проблема збереження ресурсів в аграрному виробництві в наш час набуває особливу актуальність. Один з елементів технології ресурсозбереження – адаптивне керування технологічними процесами та знаряддями в залежності від стану оброблюваного середовища з метою забезпечення агротехнічних вимог та отримання врожаю з мінімальними витратами ресурсів.

Прийом пристосування знаряддя до умов роботи, що змінюються, шляхом регулювання його параметрів – відомий прийом підвищення ефективності. Процес пристосування – адаптивного управління – може відбуватися як в ручному, так і в автоматичному режимах. Регулювання параметрів знаряддя може проводитись, наприклад, залежно від глибини обробки ґрунту, тягового опору, швидкості руху агрегату, ступеня буксування трактора і інших параметрів. При цьому, як правило, піддається зміні ширина захвату кожного робочого органу, або кут постановки його частин, або навантаження на рушії трактора для забезпечення заданої продуктивності, тягової потужності, ступеня буксування тощо. Процес регулювання пов'язаний з аналізом умов та параметрів роботи агрегату і може відбуватися як авторегулювання. Зворотний зв'язок в системі «енергозасіб - знаряддя - ґрунт» здійснюється через вимірювально-логіко-виконавчий пристрій, і Людина при цьому або виконує всі перераховані функції, або делегує частину їх машині.

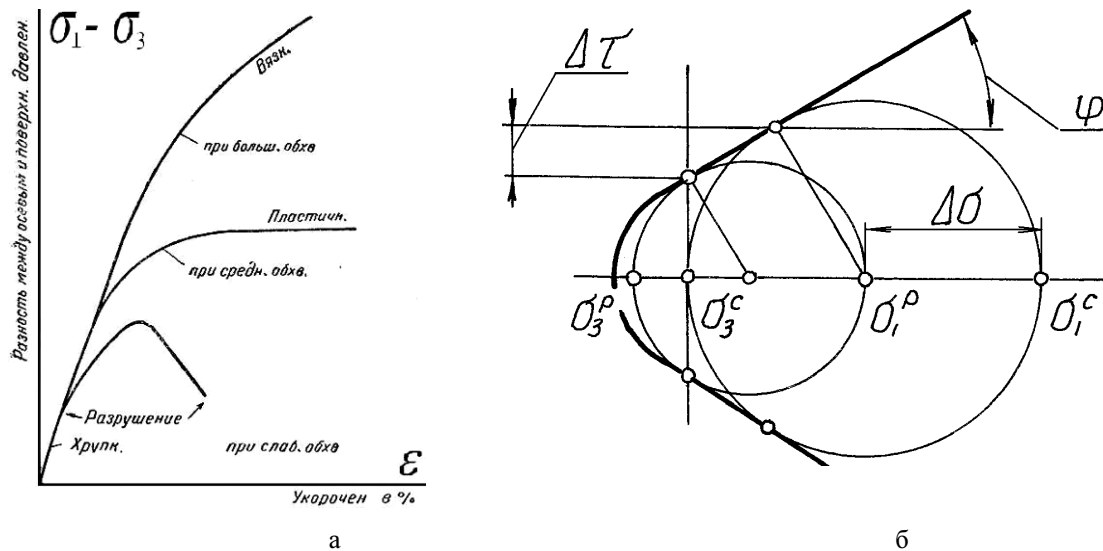
Наприклад, відоме ґрунтообробне знаряддя (полицевий плуг), виконане з можливістю ручної зміни форми полиці [1]. Також відоме знаряддя конструкції «БИМСХ» та «ГСКБ «Одессапочвомаш»», що має систему автоматичного регулювання форми плужних корпусів [2, 3]. Система передбачає зміну кута установки крила полиці до стінки борозни в діапазоні $45^\circ \div 37^\circ$ (до напрямку руху) залежно від робочої швидкості агрегату в діапазоні $6 \div 12$ км/год з метою збереження оптимальних показників роботи.

У перерахованих пристроях логіка необхідних змін форми знаряддя реалізується людиною або по алгоритму, виробленому на підставі вивчення процесу [2]. У той же час відомо, що, по загальному закону, фізична (механічна) система прагне до мінімуму напруги і енергії в ній. Таке «прагнення» можливо розглядати як процес внутрішнього природного авторегулювання системи. Виникає питання щодо механізму такого регулювання в системі «енергозасіб - знаряддя - ґрунт» наявності і механізму зворотного зв'язку. У такій постановці питання в даний час мало вивчене.

Метою дослідження є з'ясування фізичної сторони процесів природного регулювання форми при взаємодії розпушуючого знаряддя і ґрунту.

Розглянемо деякі явища і процеси, що виникають в шарі ґрунту при деформації його клином.

Важливий аспект процесу деформації ґрунту пов'язаний з особливостями його міцнісних властивостей. А саме, ґрунт, при різних поєднаннях головних нормальних напруг, може проявляти властивість як крихкості, так і пластичності, а саме руйнування може відбуватися при різних значеннях головних напруг. Цю особливість властивостей ґрунту видно по діаграмі Кулона-Мора та діаграмі деформації ґрунту в координатах відносної деформації ε і різниці головних нормальних напруг $\sigma_1 - \sigma_3$ навантаження ґрунту (рис. 1) [4, 5].



а – діаграма відносної деформації ε ґрунту в залежності від різниці головних напруг $\sigma_1 - \sigma_3$ [4, с. 542];

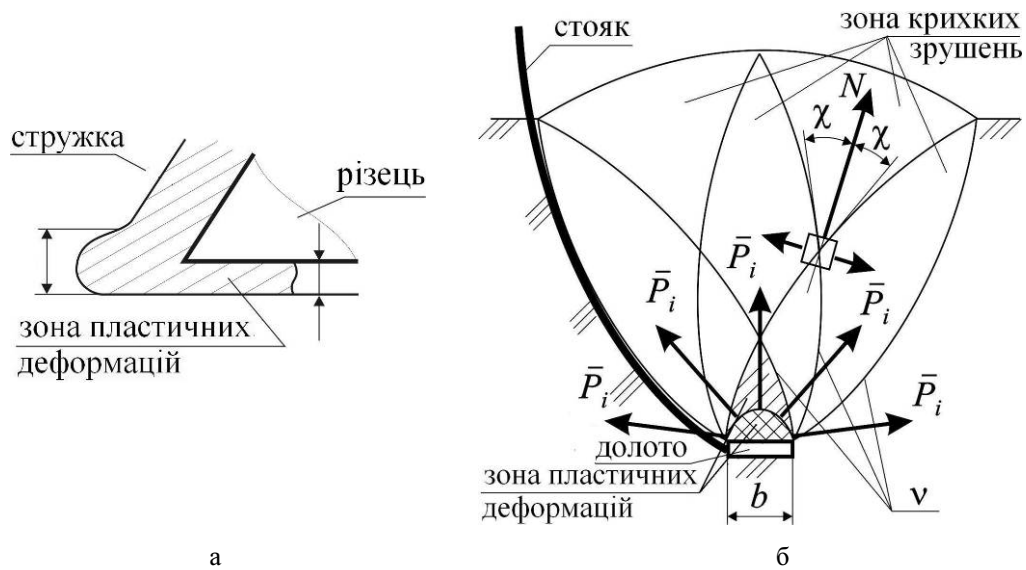
б – діаграма Кулона-Мора, де: σ_1 , σ_3 – головні нормальні напруги; $\Delta\tau$, $\Delta\sigma$ – різниця напружень руйнування при двовісному розтягуванні-стисканні та одновісному стисканні ґрунту; φ – кут внутрішнього тертя ґрунту [5, С. 10]

Рисунок 1 – Моделі міцнісних властивостей ґрунту

На думку А.С. Кушнарева: «Від геометрії робочого органу залежить розподіл тиску на межі робочий орган - ґрунт і, отже, поля напруги і деформації. Відповідно до повної моделі реології ґрунту в першій фазі деформації деякий його об'єм ущільнюється, після чого відбувається пластична течія по поверхнях ковзання (друга фаза деформації). Якщо геометрія робочого органу невдала, то в першій фазі великий об'єм ґрунту зазнає значного ущільнення, що збільшує енергоємність обробки ґрунту і сприяє утворенню великих переущільнених глиб і ущільненню дна борозни» [6].

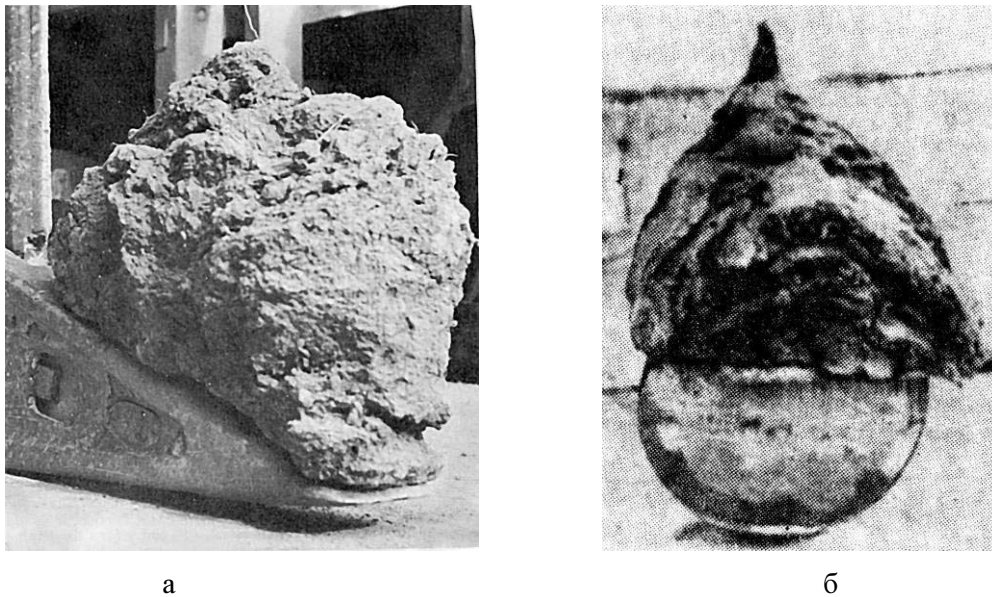
Процес пластичного ущільнення і течії по поверхнях ковзання може бути роздільний не тільки за часом, тобто по «фазах деформації», але і в просторі – як зони деформацій. Одна зона – зона пластичних деформацій (прилягає до робочої поверхні знаряддя), інша зона – зона зсувних деформацій з ознаками «крихкого» руйнування (рис. 2) [7, 8]. Тут термін «крихке» руйнування застосовується, щоб показати відмінність в характері стану зон пласта ґрунту. Для ґрунту більш підходить термін «руйнування з ознаками крихкості». Зона пластичних деформацій (пластичної течії), прилегла до робочої поверхні знаряддя, може виявлятися і фіксуватися як наріст з переущільненого ґрунту (рис. 3) [9, 10]. По словах М.Ю. Мацепуро і К.А. Пілкаускас

після формування ущільненого ядра: «процес різання ґрунту змінюється, оскільки робочою поверхнею стає не площина заточування, а поверхня ущільненого ядра» [10, С. 225].



а – у поздовжньому перетині [7]; б – у поперечному перетині при роботі долота [8]

Рисунок 2 – Вигляд зон пластичних та крихких деформацій ґрунту



а – глибокорозпушувача [9]; б – дренаера [10]

Рисунок 3 – Вигляд наростів з ґрунту на робочих поверхнях ґрунтообробних знарядь:

Узагальнено можна сказати, що між робочою поверхнею знаряддя і рештою об'єму скиби утворюється «проміжне тіло», зовнішня межа якого виконує функцію робочої поверхні знаряддя (рис. 3, 4).

Г.М. Синеоков, А.М. Гудков та інші відзначали явище розшарування пласта під дією клиноподібного знаряддя (рис. 5) [12, 13]. Це явище можна розглядати як процес зняття напруги в пласті, оскільки унаслідок різної довжини шляху, який проходять частини пласта різновіддалені від робочої поверхні знаряддя, виникають напруги і деформації зрушення. Власне саме явище кришення скиби ґрунту під дією клину – це процес зняття надмірної напруги в скибі. Шар ґрунту, розташований ближче до робочої

поверхні знаряддя, діє на більш віддалені шари як проміжна робоча поверхня. Кришення скиби відбувається як деформація зрушення і відриву унаслідок відмінності в міцності ґрунту на стискання, зрушення і розтягання, і таким чином при кришенні виявляються особливості міцнісних властивостей ґрунту. Ці процеси узагальнено розглянуті в нашій монографії [14, С. 99–116].

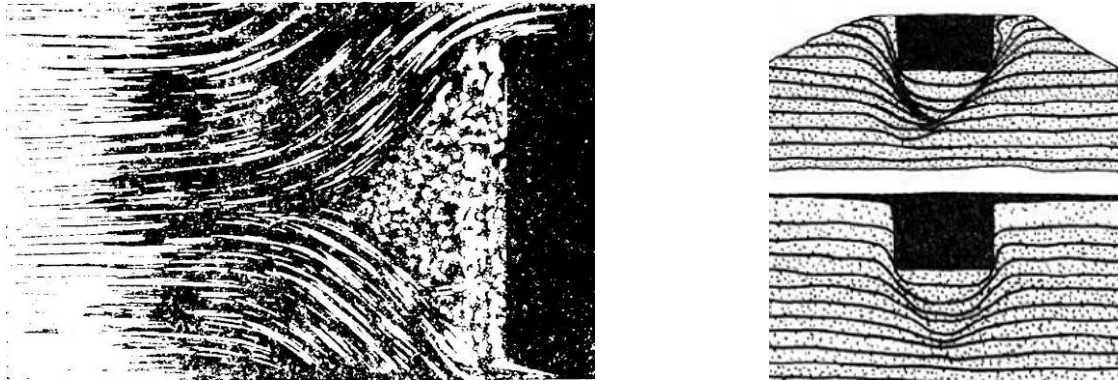
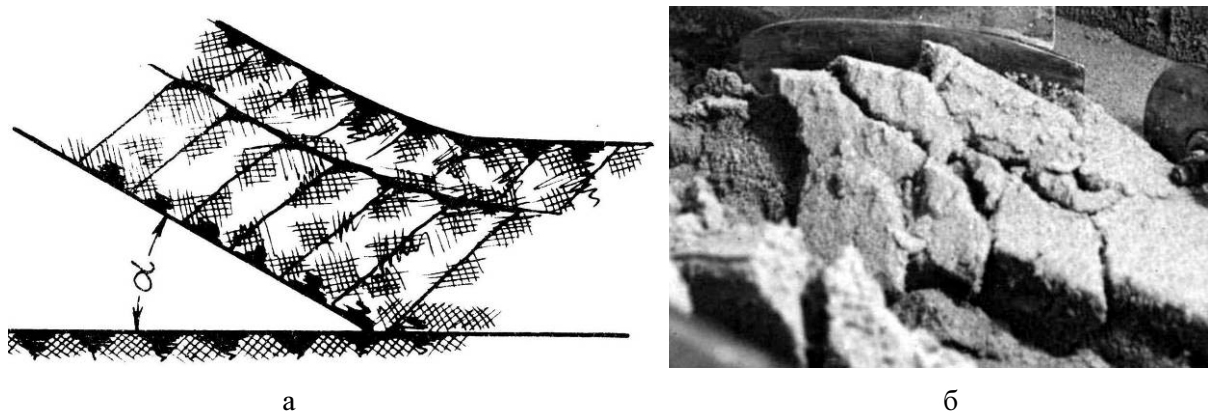


Рисунок 4 – Вигляд «проміжних тіл» з ґрунту [11]



а

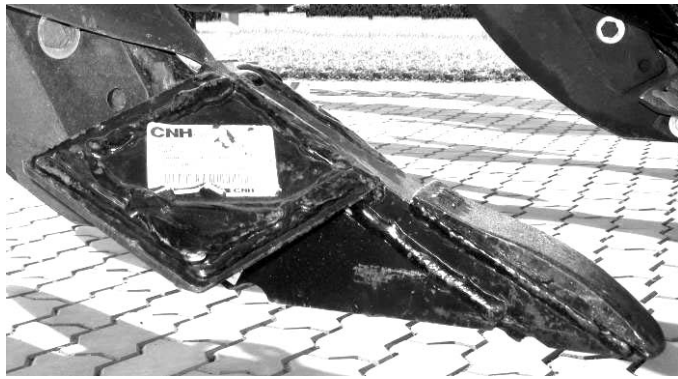
б

а – по А.М. Гудкову [13]; б – по Г.М. Синеокову [12]

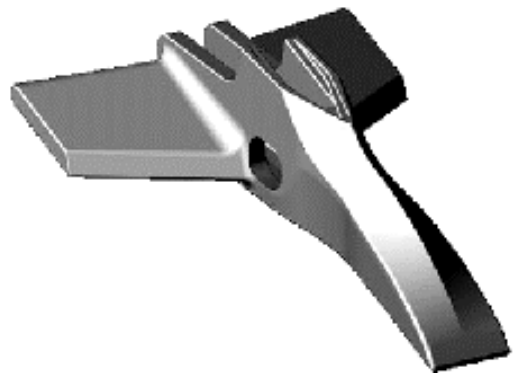
Рисунок 5 – Вигляд деформування скиби ґрунту розшаруванням:

Таким чином, скиба ґрунту, унаслідок особливостей властивостей ґрунту, ділиться на дві зони деформацій – зона ґрунту в стані пластичності і зона ґрунту в стані крихкого руйнування. Поверхня розділу цих зон стає робочою поверхнею для частини скиби, а процес формування цієї поверхні може бути розцінений як процес авторегулювання і прояв зворотного зв'язку в системі. При цьому **вимірюючим і виконуючим пристроями є частина ґрунту скиби**. Явище кришення скиби, явище розшарування скиби, явище наростоутворення – це явища природної адаптації системи «знаряддя - ґрунт» до умов роботи. Процеси у перерахованих явищах мають динамічний, циклічний характер, що зокрема виявляється у вигляді відомого коливання значення тягового опору знаряддя.

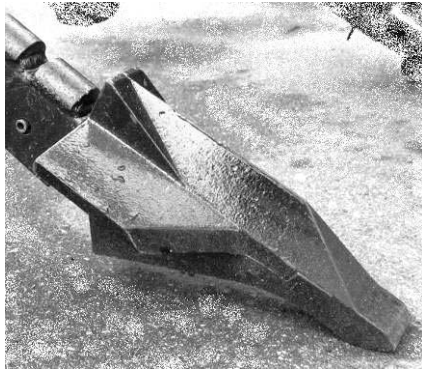
При формуванні «проміжного тіла» в скибі, тертя ґрунт-метал замінюється більш енергомістким тертям ґрунт-ґрунт. Практично, при виконанні робочої поверхні знаряддя у формі, що імітує форму «проміжного тіла» (наросту) в пласті, повинне спостерігатися зниження енерговитрат і зниження частки ґрунту, що розпорошується унаслідок пластичних деформацій. Такий висновок підтверджується тенденцією останніх років у формах робочих поверхонь знарядь для розпушування ґрунту, що випускаються провідними виробниками (рис. 6) [15, 16].



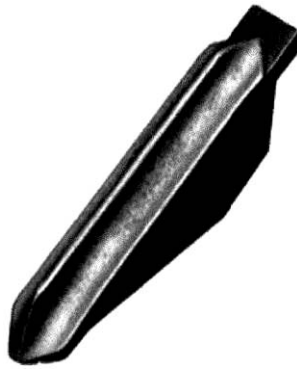
а



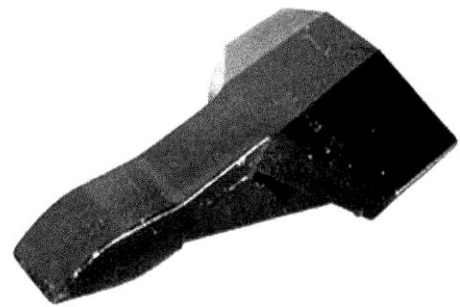
б



в



г



д

а – фірми CASE IH [виставка «АГРО 2008», Київ]; б – фірми John Deere [15]; в-д – фірми WIL-RICH [16].

Рисунок 6 – Приклади виконання форми розпушувачів ґрунту, імітуючих форму «проміжного тіла» в ґрунті у серійних знаряддях

На підставі вище викладеного можна зробити наступні **висновки**.

Проблема зниження витрат при ґрунтообробці може вирішуватися адаптацією параметрів і форми знаряддя до ґрунтових умов та режимів роботи, що змінюються. Окрім відомого в техніці штучного управління формою і параметрами ґрунтообробного знаряддя, існують природні процеси адаптації і саморегулювання в системі «знаряддя - ґрунт».

Природна адаптація форми знаряддя в системі «знаряддя - ґрунт» відбувається завдяки властивостям ґрунту і явищам, що виникають в пласті, а саме:

- явище кришення ґрунту;
- явище пошарових зрушень у скибі;
- явище утворення двох зон у скибі ґрунту з різним характером деформацій – пластичних і крихко-пружних, що зокрема проявляється як нарістоутворення.

Ці явища коригують форму знаряддя та виконують роль зворотного зв'язку, що реалізує закон прагнення до рівномірного розподілу напружень та енергії в системі.

Виконання форми робочої поверхні знаряддя за формою проміжного тіла в ґрунті – реальний і перспективний спосіб зниження енерговитрат на процес розпушення ґрунту. Інший спосіб зниження енерговитрат – побудова форми робочої поверхні знаряддя за принципом динамічного відображення деформацій скиби, що буде розглянуто у наступних публікаціях.

Список літератури

1. Пат. 2028819 US, Cl. 97 - 124. Breaking plow / Rau E. –№ 15688; Заявл. 10.04.1935; Опубл. 28.06.1936.
2. Лептеев А.А. Изыскание и исследование схем и конструкций плугов с регулируемой шириной захвата: отчет о НИР / А.А. Лептеев, А.Н. Мигаль, Ю.В. Радоман и др. // Белорус. ин-т мех. с.-х.; ГСКБ «Одессапочвомаш». – Минск; Одесса, 1980. – 117 с.
3. Протокол № 7-5-79В (9018100) ведомственных испытаний 4-х корпусного навесного плуга с автоматическим регулированием параметров плужных корпусов: протокол испытаний / Западная МИС. – пос. Привольный, 1979. – 103 с.
4. Горячкин В.П. Теория разрушения материалов (фрагмент из рукописи «Общая теория орудий») / В.П. Горячкин // Собр. соч.: в 3 т. – М.: Колос, 1965.– Т.1. – С. 525–546.
5. Ветохин В.И. Проектирование форм рабочих поверхностей рыхлителей почвы на основе принципа отображения рациональных деформаций пласта / В.И. Ветохин // Науч.-техн. достижен. и передовой опыт в области с.-х. и тракторн. маш-я: сб. Сельскохозяй. машины и орудия. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1992. – Вып. 2-3. – С. 9–22.
6. Кушнарев А.С. Механико-технологические основы обработки почвы / А.С. Кушнарев, В.И. Кочев. - К.: Урожай, 1989. - 140 с.
7. Ветохін В.І. Проектування глибокорозпушувачів з урахуванням деяких аспектів деформування ґрунту / В.І. Ветохін // Техніка в с.-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – Вип. 20. – С. 104–109
8. Кузнецов В.Д. Физика твердого тела. Материалы по физике резания металлов: в 4 т. / В.Д. Кузнецов – Томск: Красное знамя, 1944. – Т.3. – 742 с.
9. Gill W.R. Soil dynamics in tillage and traction / W.R. Gill. – Washington: Agricultural Research US department of Agriculture, 1976.
10. Мацепуро М.Е. Изменение сил, действующих на дреномер, в зависимости от его параметров / М.Е. Мацепуро, К.А. Пилкаускас // Вопросы земледельческой механики. – Минск: Госиздат БССР, 1960. – Т.3. – С.211–274.
11. Пигулевский М.Х. Основы методики изучения физико-механических свойств почвы / М.Х. Пигулевский. – М.: Изд. ЛОБИУА ВАСХНИЛ, 1936.
12. Синеоков Г.Н. Сопротивления почвы, возникающие при ее обработке: дис. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук: в 2 т. / Г.Н. Синеоков ; АН СССР ; Почвенный ин-т им. В.В.Докучаева. – М., 1954. – Т.1. – 166 с.
13. Гудков А.Н. Теоретические основы вспашки твердых почв / А.Н. Гудков // Усовершенствование орудий для основной обработки почвы: матер. НТС ВИСХОМ – М.: ОНТИ ВИСХОМ, 1959. – Вып. 5. – С. 212–241.
14. Панов И.М. Физические основы механики почв: монография / И.М. Панов, В.И. Ветохин. – К.: Феникс, 2008.– 266 с.
15. 2100 Minimum Till Ripper: Min-till and low disturbance ripper points: [Электронный ресурс] / Фирма John Deere. - Режим доступа: http://www.deere.com/en_US/ProductCatalog/FR/category/FR_TILLAGE.html).
16. Wil-Rich 957 DDR Ripper [Электронный ресурс] / Фирма WIL-RICH. – Режим доступа: <http://www.wil-rich.com/rippers/957-manuals.asp>.

В статье описаны физические явления в пласте почвы при его деформировании рыхлительным орудием, которые приводят к возникновению «промежуточных тел» из почвы. «Промежуточные тела» фактически выполняют функцию рабочей поверхности орудия. Таким образом, почва изменяет форму орудия и осуществляется обратная связь и авторегулирование в системе «орудие-почва». Приведены примеры образцов техники, иллюстрирующие теоретические положения.

In the article the described physical phenomena in the layering of soil at its deformation of soil loosen instrument, which result in forming of «intermediate bodies» from soil. «Intermediate bodies actually execute the function of working surface of instrument. Thus, soil changes the form of instrument and a feed-back and auto patching of form is carried in the system «instrument-soil». The examples of standards are resulted techniques, illustrating theoretical positions.

О.Д. Криськов, проф., канд. техн. наук, Д.І. Дойч, магістр
Кіровоградський національний технічний університет

Розробка підсистеми автоматизованого вибору маршруту обробки поверхні різанням

У статті наведено результати теоретичних досліджень та розробки підсистеми автоматизованого призначення маршрутів обробки поверхонь різанням на основі деяких широковідомих довідників та монографій.

автоматизований вибір, різання, поверхня, маршрут обробки

Мета роботи. Ринкова економіка, та динамічний, практично не прогнозований, розвиток ринків збуту, вимагають впровадження систем підготовки виробництва, які можуть забезпечити швидкий перехід від випуску одного виробу до іншого. На етапі проектування інженерам-конструкторам доступна велика кількість САД-систем, які дозволяють кваліфіковано спроектувати виріб на базі 2-D та 3-D моделей. На етапі підготовки виробництва – широко відомі САМ-системи, що дозволяють створити керуючі програми для верстатів з ЧПК та супутню документацію у автоматизованому режимі. Проте етап проектування маршруту обробки поверхні деталі у таких системах, не у достатній мірі обґрунтований і тому не може бути основою оптимізації рішень при автоматизованому проектуванні технологічних процесів та керуючих програм. Складова частина проектування регламенту технологічного процесу (РТП) – вибір маршруту обробки поверхні (МОП) – є суттєвою, як з точки зору продуктивності, так і з точки зору економічності та якості виробу. У даний час розробка варіантів МОП проводиться на основі досвіду технологів старшого покоління з огляду на стандарти різного рівня, нормативну документацію, довідники та інші літературні джерела за неавтоматизованими методиками і саме тому вимагає пошуку автоматизованих рішень. Для розробки алгоритму вибору ймовірних МОП, ми базувались на відомих довіднику [1] та колективній монографії [2]. Розглянемо викладені в них принципи призначення згаданих маршрутів. Основні результати роботи. Вибір ймовірних маршрутів автори [1] пропонують виконувати по трьом картам, відповідно, для отворів, оброблених осьовим інструментом, зовнішніх і внутрішніх поверхонь точіння та плоских поверхонь. Для кожної із цих карт притаманний свій перелік вхідних та вихідних даних. Разом з маршрутами обробки автори [1] представляють їх у табличних формах (рис. 1).

Для отворів, оброблених осьовим інструментом, вихідними даними для визначення МОП прийнято шорсткість, квалітет, діаметр, стан поверхні отвору у заготовці та тип системи числового програмного керування (СЧПК). На перехресті рядка (діаметр отвору деталі, стан поверхні до обробки та тип СЧПК) таблиці та стовбця (квалітет та шорсткості поверхні отвору) знаходиться комірка, у якій представлено можливі варіанти МОП. Останні по суті є переліком методів обробки (свердління, протягування тощо) з уточненнями (чорнове, напічистове, чистове, відділкове тощо). З метою розробки алгоритму дані, наведені на рис.1, можна формально представити одномірним символним масивом (табл.1). При цьому вихідні параметри кодуються як ланцюжки символів (блоки) за певною схемою: назви методів обробки позначаються двома великими літерами (ПР – протягування), подальше уточнення – двома маленькими (чс – чистове), які записуються за назвами методів обробки підряд без пропусків, а номери МОП позначаються арабськими цифрами. Блоки елементів певного маршруту об'єднуються сим-

волом «_». Використання спеціалізованого кодування обумовлене необхідністю скороченого представлення багатослівного опису методів обробки та їх уточнень у першоджерелах компактними аббревіатурами, які мнемонічно підказують закодований зміст. Одновимірний символний масив (табл. 1) у формалізованому вигляді являє собою послідовність рядків таблиці, елементи котрих, розділені відповідно до квалітетів та шорсткостей поверхонь незаповненими знакомісцями.

ВАРИАНТЫ МАРШРУТА ОБРАБОТКИ										Обработка отверстий			
										Карта 44	Лист 1		
№ поз.	Диаметр обрабатываемого отверстия D, мм	Состояние отверстия заготовки	Выл. устройства ЧПУ	Квалитет отверстия									
				13	12	11	10	9		8	7		
				Параметр шероховатости Ra, мкм									
				80...40	40...20	20...10	10...5	5	2,5	2,5	1,25	1,25	0,6
Рекомендуемые переходы													
1	4...18	Не подготовлено	Позиционные и контурные	-	1. Сверление.	1. Сверление. Растачивание получистовое.	1. Сверление. Растачивание чистовое. 2. Сверление. Развертывание черновое.	1. Сверление. Растачивание чистовое. 2. Сверление. Развертывание получистовое.	1. Сверление. Растачивание чистовое. Развертывание получистовое.	2. Свсление. Зенкерование получистовое. Развертывание получистовое.	1. Сверление. Растачивание чистовое. Развертывание получистовое. 2. Свсление. Развертывание черновое. Развертывание получистовое.		
2	18...30	Не подготовлено	Позиционные и контурные	1. Сверление.	1. Сверление. Зенкерование получистовое.	1. Сверление. Зенкерование чистовое. Зенкерование чистовое.	1. Сверление. Зенкерование чистовое. Развертывание черновое.	1. Сверление. Зенкерование чистовое. Развертывание получистовое.	1. Сверление. Зенкерование чистовое. Зенкерование чистовое. Развертывание чистовое. Развертывание получистовое.	1. Сверление. Зенкерование чистовое. Развертывание черновое. Развертывание получистовое.	1. Сверление. Зенкерование чистовое. Развертывание чистовое. Развертывание чистовое. Развертывание чистовое.		
Индекс				а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к

Рисунок 1 - Фрагмент карты 44, лист 1 [1]. Обробка отворів осьовим інструментом.

Таблица 1 – Фрагмент одновимірного символного масиву, як засіб формалізації карти рис. 1.

4_18	нп	пк	нн_&&	1_CB_&&	1_CB_РТнч_&&	1_CB_РТчс_&&
4_18	нп	пк	нн	нн	2_CB_ЗК	2_CB_РВчр
18_30	нп	пк	1CB_&&	1_CB_ЗКнч_&&	1_CB_ЗКнч_ЗКчс_&&	1_CB_ЗКнч_ЗКчс_&&
18_30	нп	пк	нн	2_CB_РТнч	2_CB_РТнч	2_CB_РТнч_РТчс
30_50	нп	пк	1_CB_PC_&&	1_CB_PC_РТнч_&&	1_CB_PC_РТнч_&&	1_CB_PC_РТнч_РТчс_&&
30_50	нп	пк	2_CB_РТчр	2_CB_PC_ЗКнч	2_CB_PC_ЗКнч	2_CB_PC_ЗКчс

Для певних сполучень вихідних даних карта (рис. 1), рекомендує не один метод обробки поверхні, а декілька, що ускладнює алгоритм опрацювання надто великих масивів. Тому таку карту ми формально представляємо двома масивами. У першому розміщуються основні варіанти маршрутів, а у другому - додаткові. Для ідентифікації другого масиву використано спеціальний символ “&&”, що прописується у кінці кожного варіанту МОП першого масиву, для якого є продовження. Рядок карти (рис. 1) для діаметрів 4...18мм у закодованому виді, як рядок основного масиву, має наступний вигляд:

4_18 нп ПК нн_&& 1_CB_&& 1_CB_РТнч_&& 1_CB_РТчс_& ...,

а відповідний йому додатковий виглядає так:

4_18 нп ПК нн нн 2_CB_ЗК 2_CB_РВчр 2_CB_РВнч...

де «4_18» – діапазон діаметрів отвору від 4...до 18 мм»; нп – стан отвору заготовки – «не підготовлено»; пк – тип СЧПК – «позиційне та контурне»; «нн» – «маршрут обробки відсутній»; «_» – символ, що об'єднує елементи маршруту обробки; «&&» – індикатор наявності наступного МОП; 1,2– номери МОП; «РВнч» – закодований зміст переходу: «розвертування напівчистове». Таким чином ланцюжок символів 1_СВ_РТчс_&& розшифровується як – перший варіант маршруту, до якого входять: свердління, розточування чистове, при чому є ще інший варіант маршруту (закодований у додатковому маршруті).

Для зовнішніх або внутрішніх поверхонь точіння маршрут вибирається виходячи з якості деталі, заготовки та навантаження технологічної системи (рис 2).

Плоскі поверхні деталі пропонується фрезерувати в залежності від методу виготовлення і якості відповідних розмірів поверхонь деталі та заготовки (рис 3).

ЧИСЛО СТАДИЙ ОБРАБОТКИ. МАЛАЯ СИЛОВАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ						Точение, растачивание			
						Карта 1		Лист 1	
Квалитет размера заготовки $K_{вз}$	Квалитет размера детали $K_{вд}$								
	14			13			12		11
	Маршрут уточнения (M_y) и стадии обработки ($C_{об}$)								
	M_y	$C_{об}$	M_y	$C_{об}$	M_y	$C_{об}$	M_y	$C_{об}$	
17	17 14	черн.	17 13	п/чист.	17 12	п/чист.	17 11	чист.	
16	16 14	черн.	16 13	п/чист.	16 12	п/чист.	16 11	чист.	
15	15 14	черн.	15 13	п/чист.	15 12	п/чист.	15 11	чист.	
14	-	-	14 13	п/чист.	14 12	п/чист.	14 11	чист.	
13	-	-	-	-	13 12	п/чист.	13 11	чист.	

Рисунок 2 – Фрагмент карти 1 лист 1 [1]. Обробка точінням та розточуванням, при малому навантаженні технологічної системи

ТРЕБУЕМЫЕ СТАДИИ ОБРАБОТКИ. Фрезы торцевые с пластинами из твердого сплава, быстрорежущей стали, сверхтвердых материалов и керамики.					Фрезерование плоскостей		
					Карта 54		Лист 1
№ поз.	Метод получения заготовки	Квалитет заготовки	Квалитет получаемого размера детали				
			16 - 15	14	13 - 12	11 - 10	9 - 8 - 7
Требуемые стадии обработки							
	Литье стальное и чугунок III класса точности в песчаные формы; прокат горячекатаный обычный и повышенной точности квадратного сечения, горячая ковка и штамповка стальных деталей в штампах, на пресах и молотах.	17	Чероновая (I)	Чероновая (I)	Чероновая (I) Получистовая (II)	Чероновая (I) Получистовая (II) Чистовая (III)	Чероновая (I) Получистовая (II) Чистовая (III) Отделочная (IV)
	Литье стальное, чугунное, цветных металлов и сплавов III класса точности в песчаные формы; прокат горячекатаный обычной, повышенной и высокой точности квадратного сечения; горячая ковка и штамповка стальных деталей в штампах, пресах и молотах.	16	Чероновая (I)	Чероновая (I)	Чероновая (I) Получистовая (II)	Чероновая (I) Получистовая (II) Чистовая (III)	Чероновая (I) Получистовая (II) Чистовая (III) Отделочная (IV)

Рисунок 3. – Фрагмент карти 54 лист 1 [1]. Маршрути обробки плоских поверхонь

Оскільки для поверхонь точіння та розточування до уваги додатково приймається навантаження технологічної системи, то інформація щодо можливих варіантів маршруту обробки для згаданих типів поверхонь представлена не одним а трьома подібними масивами, відповідно до характеру навантаження (мале, середнє, велике). Для плоских поверхонь, наявний один масив. Нормативні карти (рис. 2 та 3) є подібними за структурою, а необхідний масив маршрутів вибирається програмно відповідно до заданого

навантаження системи та виду поверхні.

Інформацію карти, наведеної на рис. 2, з урахуванням вищезгаданих умовностей, можна представити у формалізованому вигляді так, як показано у табл. 2.

Таблиця 2. – Формалізоване представлення карти 1 [1]

чр	нч	нч	чс	чс	чс	чр_вк	чр_вк
чр	нч	нч	чс	чс	чс	чр_вк	чр_вк
чр	нч	нч	чс	чс	чс	чр_вк	чр_вк
нн	нч	нч	чс	чс	чс	вк	вк
нн	нн	нч	чс	чс	чс	вк	вк
нн	нн	нн	нн	нн	нн	нн	нн
нн	нн	нн	нн	нн	нн	нн	нн

У [2] маршрути обробки поверхонь для зовнішніх та внутрішніх циліндричних та плоских поверхонь, також рекомендується призначати табличним методом (таблиці 2, 3, 4, [2]). Всі вони мають однакову структуру, аналогічну наведеній на рис. 4.

при обробке до квалитета			Шерохова- тосьть, мкм
<i>jT6</i>	<i>jT5</i>	<i>jT4 - jT3</i>	
			Rz = 80 - 20
			Rz 20 - Ra 2,5
			Ra = = 1,25 - 0,63
1, 2, 3 Оп, Оч, От, ПО 1 О, Шп, Шт, ПО 1 О, Ш, С 4 О, Шп, ТО, Шт 4 О, Шп, ТО, Шт, С 4 О, ТО, Шч, С	4 Оп, Оч, ТО, Шч, С 4 О, Шп, ТО, Шч, Ш, С 4 О, Шп, ТО, Шч, Д 3 О, Оч, От		Ra = = 0,32 - 0,16

Рисунок 4 – Фрагмент табл. 2 [2]. Обробка зовнішніх циліндричних поверхонь

Всі матеріали, з яких виготовляються деталі у машинобудуванні, автори [2] поділи на чотири групи: незагартовані сталі, чавуни, кольорові матеріали та загартовані сталі. Маршрути обробки поверхонь, рекомендується вибирати виключно виходячи з шорсткості та квалітету поверхонь деталі. На відміну від [1] у [2] для аналогічних умов, наводиться більша кількість варіантів маршрутів обробки, проте навантаженню системи, стану та точності поверхні заготовки до обробки уваги не приділяється. Табличні дані маршрутів обробки для кожного з сполучень вихідних параметрів, було формально представлено шістьма масивами. Тому, на разі, застосовано алгоритм послідовного вибору МОП, блок-схему якого наведено на рис. 5. Цей алгоритм передбачає запис переліку ймовірних МОП, з використанням вищенаведених умовностей, у вигляді:

1_ОБчр_ОБчс_ТО_ШЛчс_СУчс_&&_2_ОБчр_ОБчс_ТО_ШЛчс_Штн_ДВ_&&_3_ОБчр_ОБчс_ТО_ШЛчс_ДВчр_ДВчс_&&_4_ШЛ_ТО_ШЛ_СУчр_СУчс

Проте у даному разі символ – «&&», який у попередньому випадку трактувався як команда на пошук наступного варіанту маршруту, тут використовується як команда на декодування блоків варіантів маршруту до його розвернутого представлення.

Декодування абревіатур обраних маршрутів виконується спеціальними процеду-

рами. Вони є спільними для довідника та монографії, так як принципи кодування маршрутів єдині. На головну форму проекту ймовірно МОП виводиться у вигляді таблиці. На рис. 6, для прикладу, як результат роботи процедур проекту наведено пропонуємі маршрути обробки точінням для досягнення сьомого квалітету точності внутрішньої поверхні.

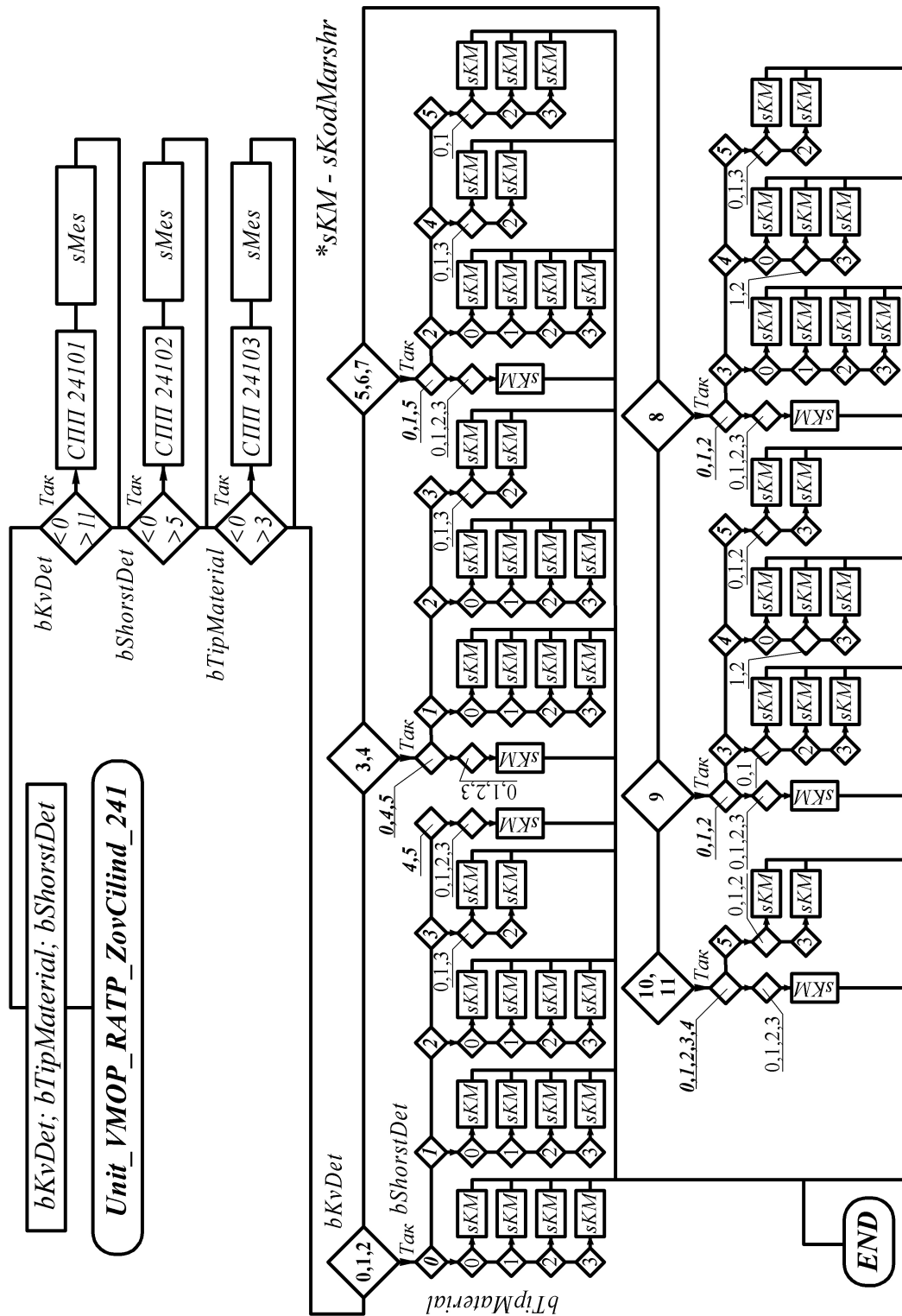


Рисунок 5. – Блок схема вибору МОП для зовнішніх циліндричних поверхнь.

№	Маршрут
ПП	Обробки
1	
2	1 МАРШРУТ
3	Розточування чорнове
4	Розточування напівчистове
5	Розточування чистове
6	Розточування викінчувальне
7	

№	Маршрут
2	1 МАРШРУТ
3	Гвинтівочне (глибоке) Свердління
4	Розвертування чорнове
5	Розвертування чистове
6	=====
7	
8	2 МАРШРУТ
9	Свердління
10	Зенкерування
11	Розвертування чорнове
12	Розвертування чистове
13	=====

а)

б)

Рисунок 6 – МОП для досягнення сьомого квалітету точності на внутрішній поверхні точіння, відповідно до джерел: а) [1] та б) [2].

Висновок. На основі вищевикладених положень та умовностей, прийнятих в [3], розроблено робочий варіант проекту автоматизованого призначення маршрутів обробки поверхонь різанням при технологічному проектуванні. Проект розроблено як підсистему САПР ТП, з метою обґрунтованого формування ймовірних маршрутів обробки поверхні у залежності від вихідних даних: необхідної шорсткості та точності обробленої поверхні, стану та точності відповідної поверхні у заготовці, навантаженості системи силами різання, типу СЧПК тощо . Після введення вхідних параметрів технологу залишається вибрати, той МОП який забезпечує кращі економічні показники та відповідає умовам виробництва. Таким чином проект суттєво полегшує працю інженера технолога-початківця. Створений програмний продукт може бути рекомендований до імplementації у системи САПР ТП, з метою послідууючої економічної оцінки пропонуємих маршрутів та вибору найбільш доцільного не тільки з точки зору якості, а й з точки зору вартості виготовлення деталей.

Список літератури

1. В.И. Гузеев, В.А.Батуев, И.В.Сурков. Режимы резания для токарных сверлильно-фрезерных расточных станков с числовым программным управлением. Справочник. Под редакцией В.И.Гузеев. М.: Машиностроение,2005.-368с,
2. Размерный анализ технологических процессов / В.В.Матвеев, М.М.Тверской, Ф.И.Бойков и др. М.: Машиностроение, 1982. 264с.
3. Криськов О.Д., Петренко М.М. Основи комп'ютерної технології обґрунтування структури технологічних операцій. Навчальний посібник. – Кіровоград, Кіровоград: РВЛ КНТУ. - 2005. - С.282.

В статье приведены результаты теоретических исследований и разработки подсистем автоматизированного назначения маршрутов обработки поверхностей резанием на основе некоторых широко известных справочника и монографии.

In the article the results of theoretical research-and-developments subsystem of the automated setting of routes of treatment of surfaces are resulted cutting on the basis of some reference books and monographs.

**В.В. Драгобецкий, проф., д-р техн. наук, О.Д. Коноваленко, доц., канд. техн. наук,
Н.Н Мороз, доц., канд. техн. наук**

*Кременчугский государственный политехнический университет
имени Михаила Остроградского*

Выбор параметров деформации листовых заготовок в процессе вытяжки

Разработана математическая модель процесса вытяжки деталей сложной формы. Предложена методика расчета оптимальных деформационных параметров по критерию минимума разностенности полученной детали.

сложная форма, вытяжка детали, деформационные параметры

Введение. Совершенствование и разработка новых ресурсосберегающих технологий формоизменения направлено на сокращение затрат на подготовку производства. В значительной мере это связано с экономией материальных ресурсов и совершенствованием метода расчета процесса деформирования и поиска эффективных методов повышения качества получаемых изделий. Такие исследования актуальны и выполняются в соответствии с законом Украины про приоритетные направления науки и техники в Украине ст. 7 п.6 «Новітні технології в енергетиці, промисловості, агропромисловому комплексі». Процессам листоштамповочного производства присущее многообразие задач теории оптимального управления. Их основное предназначение состоит в том, чтобы дать возможность специалистам выбрать такие управляющие воздействия, которые бы обеспечивали получение более высокой производительности, минимальных затрат, лучших качественных показателей получаемых деталей и т.д.

В настоящее время решен ряд оптимизационных задач для процесса вытяжки осесимметричных деталей. Разработаны методики выбора оптимального профиля деформирующего инструмента, которые использовали в качестве критериев оптимизации как минимум поверхностной нагрузки [1] на участках контакта с заготовкой, так и минимум площади поверхности контакта заготовки с инструментом [2]. Решена задача определения оптимальной толщины смазочного слоя при жидкостном трении на фланце заготовки в случае, если не будет образования гофр, неполного обжатия заготовки по пуансону, обрыва дна или фланца заготовки [2]. Анализ исследований в области оптимизации параметров процесса формоизменения листовых заготовок показал, что до настоящего времени решены задачи, в которых целевая функция зависела только от одного параметра.

Однако реальные задачи оптимизации листоштамповочного производства многопараметрические, причем некоторые из параметров не являются независимыми. Следует также заметить, что найдя оптимальные значения отдельных параметров процесса (однопараметрические задачи оптимизации), экстремума конкретного критерия оптимизации, или целевой функции, мы не получаем. Кроме того, существует комплекс мероприятий, позволяющих существенно интенсифицировать процесс формоизменения и управлять им. Эти интенсифицирующие факторы при решении оптимизационных задач можно назвать ресурсами и оценить их влияние на целевую функцию. Поэтому предлагаемое исследование имеет целью решение многопараметрической задачи оптимального управления процессом формоизменения листовых заготовок.

Постановка задачи. Общая постановка задачи оптимального формообразования формулируется следующим образом. Пусть заготовка в процессе формоизменения описывается поверхностью:

$$y_3 = Z(y_1, y_2, t), \quad (1)$$

конечная конфигурация изделия (детали) определяется поверхностью матрицы:

$$y_3 = F(y_1, y_2), \quad (2)$$

конечное деформированное состояние описывается уравнением:

$$P_j = P_j^*(y_1, y_2). \quad (3)$$

Тогда функционал состояния заготовки можно представить в виде

$$I_p = \int_{(\Sigma)} (P_j(y_p, t_q) - P_j^*(y_p))^2 d\Sigma, \quad (4)$$

где t_q – время деформирования заготовки;

y_p – инерциальная система координат, в которой задается положение штампуемой заготовки.

Решение задачи сводится к минимизации функционала

$$L = I_L - I_L^{\min} \quad (5)$$

на семействе функций управления $\varphi_k, \psi_k, \omega_k, F_{jikm}$ при заданных ограничениях, где φ_k – геометрические параметры матрицы и пуансона; F_{jikm} – зазор между пуансоном и матрицей; ω_k – давление прижима фланца заготовки; F_{jikm} – дополнительное локальное силовое нагружение (дополнительные функции управления); подстрочные индексы соответствуют вариантам технологического процесса ($k = 1, 2, 3, \dots$).

Методика исследования. Задача относится к классу задач нелинейного программирования в силу нелинейного характера оптимизируемой функции и, в общем случае, нелинейных ограничений. Пока не существует общего метода решения нелинейных задач оптимизации, такого как, например, симплексный алгоритм, разработанный для линейного программирования. Поэтому при решении подобного рода задач сравнивают различные частные алгоритмы, составляются программы и проводится проверка результатов применения этих алгоритмов для конкретных задач.

В данной работе предложен для решения задачи оптимизации метод наискорейшего спуска.

Метод наискорейшего спуска обладает двумя существенными недостатками:

а) может закончиться в стационарной точке, а не в точке минимума, поэтому результаты счета необходимо проверить;

б) скорость сходимости может быть слишком малой (в данной конкретной задаче время счета оказалось достаточно небольшим).

Поскольку применяется метод наискорейшего спуска, то следует отметить, что он зависит от выбора масштаба оптимизируемых переменных. И еще: если исследуемое пространство вытянуто так, что образует "хребет" или "овраг", процедура наискорейшего спуска сходится слишком медленно, чтобы быть эффективной. Чтобы этого избежать, в программах предусмотрено ряд мер:

- проводится оптимизация величины шага по выбранному направлению (поиск оптимального шага проводится по методу одномерного поиска "золотого сечения");

- применяется симплекс - модификация метода: шаг осуществляется по координате, по которой производная функционала максимальна, при этом все остальные координаты остаются неизменными;

- при довольно малом шаге по какой-либо координате последующий шаг осуществляется по другой координате.

Напряженное состояние при вытяжке сложных деталей характеризуется существенной неоднородностью как по длине срединной поверхности заготовки в продольном и поперечном сечениях, так и по ее толщине. Для оценки и прогнозирования качества детали по основным показателям (точность геометрических параметров; состояние поверхности детали; отсутствие локальных дефектов, связанных с локальной потерей устойчивости и нарушением сплошности) на стадии проектирования технологического процесса необходимо иметь достоверную информацию о состоянии заготовки в любой момент процесса формоизменения. То есть необходимы данные о текущих геометрических параметрах деформируемой заготовки, ресурсе пластичности металла в каждой точке заготовки, значение контактных напряжений в зонах соприкосновения заготовки с матрицей и пуансоном. Получить такую информацию в необходимом объеме возможно путем математического моделирования технологического процесса.

Для анализа формоизменения заготовки использована механико-математическая модель, в которой исходные уравнения краевой упруго-пластической задачи деформирования решают методом конечных разностей (МКР). Основное преимущество МКР, без детального изложения всех преимуществ и недостатков метода по сравнению с другими численными методами – сравнительная простота, наглядность и естественность решения задачи формоизменения.

Принятая система уравнений теории пластического потенциала отражает упругопластическое поведение деформируемой заготовки, анизотропию пластических свойств (в соответствии с моделью трансверсально-изотропного тела) и степень упрочнения материала заготовки. Основные допущения: предполагается выполненной первая часть гипотезы Кирхгофа-Лява; в пластической области возвращение вектора напряжений осуществляется по нормали к поверхности текучести; деформирующий инструмент и матрица считаются абсолютно жесткими телами; трение на участках контактного скольжения описывается обобщенным законом трения (граничное+жидкостное). Вычисление деформаций заготовки проводим на базе многослойной модели. Заготовка состоит из четырех слоев равной толщины, в которой сконцентрирован ее материал и которые работают в условиях плоского напряженного состояния. Эти слои расположены на равном расстоянии друг от друга и разделены материалом, который обладает абсолютной жесткостью на сдвиг в поперечном направлении. Нестационарность процесса учитывается организацией пошаговой процедуры последовательных нагружений. Условием окончания моделирования, кроме нормального завершения операции, может быть исчерпание ресурса пластичности в каких-либо точках заготовки, контролируемое автоматически, или утонение заготовки, превышающее пятую часть (20%) исходной ее толщины.

Разработанная модель процесса штамповки учитывает всю совокупность действующих факторов, необходимых для проектирования такого варианта технологии, который был бы близок по выбранному критерию к оптимальному. Для оценки варианта технологического процесса принимаем такой вариант, который максимально удовлетворяет требованиям к качеству штампуемого изделия и обеспечивает минимальный вес полученной детали (элемента конструкции). Минимальная разностенность детали есть критериальность получения конструкций минимального веса для корпусных деталей аэрокосмической техники и наземного транспорта. Кроме того, вес транспортного средства является разновидностью экономического критерия. В этой связи существенное значение при вытяжке деталей сложной формы приобретает задача снижения разностенности изделия. Это связано с тем, что чрезмерное утонение стенки штампуемой заготовки в процессе формообразования ведет к необходимости увеличивать толщину ее для выполнения требований конструктивной прочности. Последнее, в свою очередь, приводит к увеличению расхода металла и массы деталей, что крайне нежелательно для деталей транспортных средств.

Для каждого k -го варианта технологического процесса рассчитываем разностенность полученной детали

$$\Delta G_{kj} = \frac{(t_{kj})_{\max} - (t_{kj})_{\min}}{t_{oj} + \sum_{n=1}^k \Delta t_{kj}}, \quad (6)$$

где ΔG_{kj} – относительная поперечная разностенность готовой детали;

$t_{k \max}, t_{k \min}$ – максимальная и минимальная толщина стенки;

t_{oj} – толщина исходной заготовки, соответствующая равнопрочности детали;

Δt_k – абсолютное изменение средней толщины стенки при формоизменении.

Для k -го варианта расчета величина ΔG_{kj} является функцией распределения ресурса $z^r = \sum_{k=1}^k z^r$ для каждого варианта процесса. Если при использовании функций управления ресурс пластичности исчерпан или распределение утонений не удовлетворяет конструктивным требованиям, используем дополнительные функции управления: дифференцированный нагрев; изменение профиля радиальных сечений периферийных участков заготовки; введение дополнительных связей; предварительное упрочнение металла дрессировкой, натяжение листа; формовка с дополнительным нагружением и т.д.

Методика и результаты расчета. В качестве примера рассмотрен случай формообразования коробчатых деталей. Для получения оптимального решения использован метод динамического программирования, т.е. метод градиентов второго порядка. Необходимый (требуемый) геометрический параметр определяется и задается конструктором из условий равнопрочности детали и задается в виде таблицы, где x_j^1 ; x_j^2 ; x_j^3 – коэффициенты j -ой точки на заготовке в декартовой системе координат.

Обозначим $\Delta G_{pj}(x_{jk}^i)$ требуемое значение относительной разностенности в j -ой точке, где x_{jk}^i – координаты определяемого геометрического параметра при k -ом варианте формоизменения.

Решение задачи производится из условия минимума функционала L , характеризующего отличие между действительным и требуемым значениями геометрического параметра в определенных элементах заготовки. В качестве функционала L выбираем квадратичный функционал вида

$$L = \sum_{j=1}^{j=k} (\Delta G_{nj} - \Delta G_{pl})^2, \quad (7)$$

доказательства непрерывности и дифференцируемости по координатам которого представлены в специальной литературе [4].

В дальнейшем под функционалом будем понимать поле L , представляющее собой матрицу с n измерениями, составленную по принципу:

$$L = (\ell_{an}), \quad (8)$$

где $a = \varphi, \psi, \omega, F$;

$n = 1, 2, 3, \dots$;

ℓ_{an} – элемент матрицы.

При решении задачи в зависимости от конструктивных особенностей пуансона и матрицы или детали на параметры (элементы матрицы функционала) необходимо наложить ограничения

$$(\ell_{an}) \leq (\bar{\ell}_{an}), \quad (9)$$

где $(\bar{\ell}_{an})$ – ограничения на элементы матрицы.

Задача формулируется следующим образом: найти поле L , удовлетворяющее условию (9) и обеспечивающее минимальное значение функционала в заданной области. Решение задачи производится по многошаговому методу нахождением последовательности секторов L , сходящихся к L_{opt} (оптимальное значение функционала).

Последовательность строим на каждом шаге приближения в окрестности L_{q-1} . Значение шага определяется в результате минимизации функционала (7), разложенного в ряд Тейлора по разности $(L_q - L_{q-1})$. Оптимальное решение записываем как сумму

$$L_{opt} = L_0 + \sum_{q=1}^m \Delta L_q, \quad (10)$$

где m – число итераций;

q – номер шага приближения;

L_0, L_{opt} – начальное и оптимальное значение функционала.

Если оптимизация технологических параметров $(\varphi_k, \psi_k, \omega_k)$ не приводит к необходимому значению разностенности детали, то функционал L дополнительно минимизируется на семействе $R(F_{jikm})$. Здесь F_{jikm} – функции управления.

При $k=1$, F_{ji1m} – соответствует дополнительному локальному силовому нагружению (например, эластичный подпор торца заготовки); при $k=2$, F_{ji2m} –

дополнительное термическое воздействие (дифференцированный нагрев); при $k=3$, F_{jizm} – дополнительное вибрационное воздействие (вибропластический эффект) и т.д.

Поиск F_{jikm} производится также градиентным методом.

Выводы.

1. Разработана математическая модель процесса вытяжки деталей сложной формы из тонколистовых заготовок, учитывающая изменение ее толщины, упругопластическое поведение и упрочнение материала заготовки, геометрические параметры инструмента, зазор между пуансоном и матрицей, а также контактный характер взаимодействия с инструментом.

2. На основе разработанной математической модели предложена методика расчета оптимальных деформационных параметров при вытяжке по условию минимума разностенности полученной детали. Использование методики на стадии проектирования технологического процесса позволяет прогнозировать получение детали минимального веса максимально приближенной к равнопрочной.

Список литературы

1. Blascik F., Linhardt P., Strelesky I. Deep drawing without blankholder // Sheet Metal Industries. 1987. V. 64. N 3. - P. 132-136.
2. Гун Г.Я. Теоретические основы обработки металлов давлением. Учебник для вузов. – М.: Металлургия, 1980. - 456 с.
3. "Flight", 1968 v.62., №3079, p.324-328.
4. Gill P., Murray W., Wright M. Practical optimization. Academic Pres. 1981. – p.p. 200-212.
5. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с.
6. Marciniak Z. Mechanika procesu wloczenia blach. Wydawitwa Naukowo – techniczne. Warszawa, 1971.- 271 s.

Розроблена математична модель процесу витягування деталей складної форми. Запропонована методика розрахунку оптимальних деформаційних параметрів за критерієм мінімуму різностінності отриманої деталі.

The mathematical model of process extend of details of the complex form is developed. The technique of account optimum change the form of parameters by criterion of a minimum different thickness of a wall of the received detail is offered.

Прагматические модели взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью и их применение

Представлены известные и новая (являющаяся модернизацией известных) математические модели поперечной силы трения при нестационарном уводе шины в условиях умеренного и значительного трения. Показано применение новой модели для решения модельной задачи колебаний пневмоколесной машины, колеса которой несбалансированны. Результаты моделирования сопоставлены с результатами моделирования для упрощенной модели шины.

пневматическая шина, модель, колебания, трение, пневмоколесная, машина, дифференциальное уравнение

1. Вступление. Проблемы безопасности и комфортабельности движения, а также ресурса пневмоколесных машин (автомобилей, автопоездов, мотоциклов, движущихся по взлетно-посадочной полосе самолетов) требуют тщательного изучения динамики качения колес, снаряженных пневматическими шинами. (Упрощая, упомянутые колеса будем именовать *шинами*). Важность и сложность названной задачи обусловили рождение и бурное развитие подотрасли механики - механики шин. Наиболее сложно построить физико-математическую модель шины, описывающую неустановившиеся движения. Кроме прочего, модель должна быть удобной для применения, как составной части общей математической модели движения пневмоколесной машины (ПКМ). Одним из направлений решения такой задачи является создание так называемых *прагматических* моделей шины. К ним следует отнести модель «струна» [1,2]; модели, основанные на уравнении баланса упругих и контактных сил на шине [3-5]; модели, включающие элементы с релаксацией [6,7]; дискретную модель шины [8].

В настоящей работе:

- дано краткое описание выходных данных основной модели установившегося увода шины [9,10] и некоторых из вышеперечисленных прагматических моделей неустановившихся движений;
- произведено сопоставление прагматических моделей между собой и с экспериментальными данными;
- предложена математическая модель для нахождения поперечной силы трения, если центр масс шины движется заданным образом в направлении оси качения;
- на примере модельной задачи рассмотрено применение предложенной модели для изучения колебаний ПКМ.

2. Постановка задачи и выходные данные теории чистого установившегося увода. На рис. 1 показана катящаяся шина. Точка C есть ее центр масс. При наличии внешней силы, приложенной в точке C и направленной вдоль оси качения Cz , шина катится *косо*, т.е. образуется угол U (угол увода) между плоскостью верхней части колеса и вектором путевой скорости центра масс. При этом в зоне контакта шины с опорной поверхностью (далее просто *зона контакта*) появляется поперечная сила трения F , направленная противоположно действию внешней силы. Сила F оказывается приложенной не в центре зоны контакта и потому создается момент сил трения вокруг

оси $C\eta$, который называют восстанавливающим моментом M . Если в процессе движения величины U, F, M не зависят от времени, то движение называют установившемся. Своей задачей считаем рассмотрение прагматических моделей шины и их применение при заданном смещении центра масс в направлении оси $C\zeta$; такие движения шины будем называть поперечными.

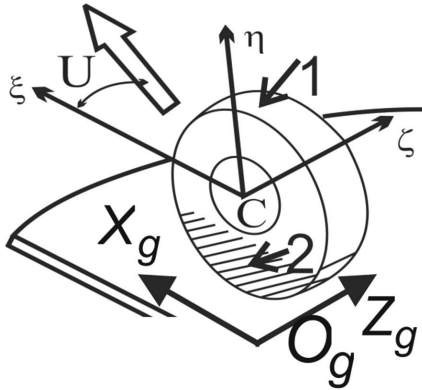


Рисунок 1 - Увод колеса с пневматической шиной

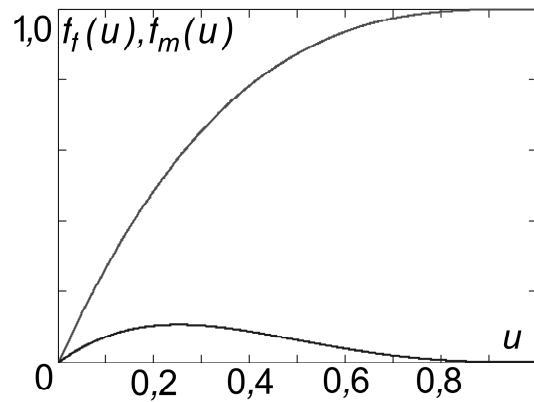


Рисунок 2 - Характеристики трения

Для удобства и полноты изложения приведем выходные данные основной теории установившегося чистого увода [9,10]. (Увод является *чистым* при отсутствии в зоне контакта продольных сил трения). Зона контакта включает два участка – участок адгезии, прилегающий к передней кромке, и участок скольжения. По мере увеличения угла увода участок адгезии уменьшается и при $U \geq U_{cr}$ исчезает полностью. (Если нет уточненных данных для рассматриваемой шины, то величину критического угла увода U_{cr} рекомендовано назначать равной $\approx 10^\circ$ [9]). Введем в рассмотрение относительный угол увода

$$u = U / U_{cr} .$$

Тогда [9-11]:

$$\left. \begin{aligned} F &= \mu_* N f_f(u), u \in [0;1], \\ M &= \mu_* N h f_m(u), u \in [0;1], \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\mu_* = const$ – кулонов коэффициент трения;

N – нормальная реакция опорной поверхности;

h – полудлина зоны контакта;

$f_f(u), f_m(u)$ – безразмерные функции или *характеристики трения*:

$$\left. \begin{aligned} f_f(u) &= u(3 - 3u + u^2), \\ f_m(u) &= u(1 - 3u + 3u^2 - u^3) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

На рис. 2 сверху приведен график функции $f_f(u)$, внизу - $f_m(u)$. Вблизи нулевого угла увода справедлива зависимость:

$$F = K_{yв} U , \quad (3)$$

где $K_{yв} = const$ – постоянная шины, именуемая коэффициентом увода и определяемая в условиях установившегося движения. Сопоставление первого из выражений (1) и только что записанного выражения (3) приводит к равенству:

$$K_{yв} = \frac{\mu_* N}{U_{cr}} \cdot f'_0, \quad (4)$$

где $f'_0 = \frac{df_f}{du} \Big|_{u=0} = 3$.

3. Движения вблизи нулевого угла увода.

3.1. Дискретная модель шины. Рассмотрим шину как механическую систему двух тел – большого (1) и малого (2), рис. 3 [12].

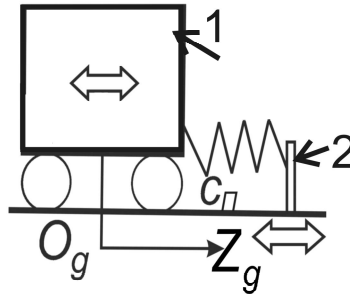


Рисунок 3 - Дискретная модель шины

Малым телом назовем малую по массе и геометрии часть шины, непосредственно прилегающую к опорной поверхности, и, претерпевающую поперечную деформацию $\Delta\zeta$ (рис. 1). На рис. 1 эта часть шины заштрихована. Остальную часть колеса считаем большим телом. Оба тела соединены линейной упругой связью, допускающей их относительные поперечные смещения. Жесткость этой связи обозначим c_n ; ее называют боковой жесткостью шины. Массы тел механической системы обозначим m_2 и m_1 . Понятно, что $m_1 \gg m_2$. Координаты центров масс большого и малого тел вдоль неподвижной (связанной с опорной поверхностью) оси, направленной параллельно оси качения $C\zeta$, обозначим Z_1 и Z_2 соответственно. Продольную скорость обоих тел системы обозначим V (эта скорость направлена перпендикулярно рис. 3); поперечные скорости обоих тел системы и ее центра масс равны $dZ_i / dt, i = 1, 2$ и dZ_C / dt , где

$$Z_i = Z_i(t), i = 1, 2; Z_C = Z_C(t),$$

t – время в секундах.

Остановимся на рассмотрении движения при условии, что

$$Z_1(t) = Z_0 \sin \Omega t, V = \text{const} = V_0, \quad (5)$$

где $Z_0 = \text{const}$ – амплитуда и $\Omega = \text{const}$ – частота вынужденных колебаний тела (1);

V_0 – постоянная продольная скорость колеса.

Запишем уравнение поперечного движения малого тела для этого случая:

$$m_2 \frac{d^2 Z_2}{dt^2} + c_n (Z_2 - Z_0 \sin \Omega t) = -F. \quad (6)$$

Силу трения представим в виде (3), где угол увода

$$U = \frac{dZ_2 / dt}{V_0}. \quad (7)$$

В итоге уравнение (6) примет вид обыкновенного неоднородного дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами относительно функции $Z_2(t)$. Продифференцировав его по времени, и, учтя (3) и (7), придем к уравнению относительно искомой функции $F(t)$:

$$\omega^{-2} \left(\frac{1}{K_\Omega} \right) \frac{d^2 F}{dt^2} + \left(\frac{1}{\Omega} \right) \left(\frac{dF}{dt} \right) + \left(\frac{1}{K_\Omega} \right) F = c_n Z_0 \cos \Omega t, \quad (8)$$

где $\omega^{-2} = m_2 / c_n$, $K_\Omega = K_{y\sigma} \Omega / (c_n V_0)$.

Решение уравнения (8) будем искать в виде

$$F = c_n Z_0 A_1 \sin(\Omega t + \beta_1), \quad (9)$$

где $A_1 = const$ – безразмерная амплитуда поперечной силы трения;

$\beta_1 = const$ – угол сдвига фаз силы и смещения центра масс диска.

Найдем

$$A_1 = \frac{K_\Omega}{\sqrt{K_\Omega^2 + [1 - (\bar{\Omega}/\bar{\omega})^2]}}, \quad \text{tg } \beta_1 = \frac{1 - (\bar{\Omega}/\bar{\omega})^2}{K_\Omega}, \quad (10)$$

где D – диаметр колеса;

$\bar{\omega} = \omega D / V_0$, $\bar{\Omega} = \Omega D / V_0$ – приведенные частоты собственных и вынужденных колебаний.

Сделаем важное замечание: в формулах (6) и (8)-(10) массу тела (2) следует устремить к нулю,

$$m_2 \rightarrow 0, \quad (11)$$

а массу m_1 положить равной

$$m_1 = m_\Sigma - m_2,$$

где m_Σ – масса снаряженного колеса.

Заметим, элементы с нулевыми массами находят применение в механических системах, описывающих движение технических объектов [13]. Обстоятельство (11) вызвано не только тем, что $m_2 / m_1 \ll 1$, но и тем, что в следствие качения колеса элементарные частицы, из которых состоит тело (2), быстро его покидают и имеют значительные продольные скорости, т.е. упомянутые частицы практически не сохраняют заданное им поперечное движение. Заметим также, с учетом (11) имеем

$$dZ_1(t) / dt = dZ_C(t) / dt.$$

Положив $m_2 = 0$, вместо (10) получим:

$$A_1 = K_\Omega (1 + K_\Omega^2)^{-1/2}, \quad \text{tg } \beta_1 = K_\Omega^{-1}. \quad (12)$$

На рис. 4 сплошными линиями приведены построенные по формулам (12), а также по формулам модели «струна» [2] графики зависимостей $A_1(\bar{\Omega}), \beta_1(\bar{\Omega})$.

Графики дискретной модели и модели «струна» практически совпали. Пунктиром приведены экспериментальные данные [2] для двух типов шин. Заметное расхождение теоретических и экспериментальных данных имеет место лишь на графиках амплитуды при «больших» значениях аргумента. С ростом скорости движения V значения приведенной частоты $\bar{\Omega}$ стремятся к нулю. Поэтому заключим, что при «высоких» скоростях движения модель шины (6), (11) адекватна.

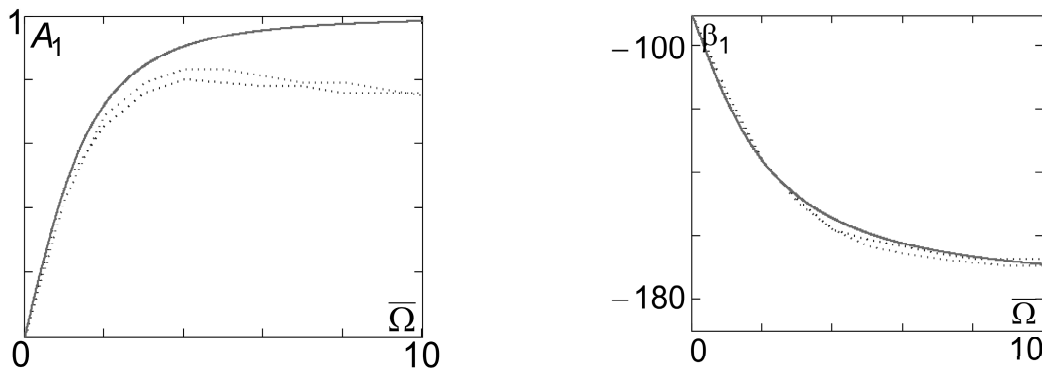


Рисунок 4 - Теоретические («струна» и дискретная модель при $m_2 = 0$ кг) и экспериментальные ([2]) кривые

В [14] при изучении колебаний движущегося по взлетно-посадочной полосе самолета использовалось уравнение (6) и условие (11). Такой подход назовем моделью предельного перехода. С математической точки зрения использование упомянутой модели требует применения теории обыкновенных сингулярно возмущенных дифференциальных уравнений [15].

3.2. Шина как элемент с релаксацией. На рис. 5 приведены точечный элемент с релаксацией (а) и обычный упруго навешенный точечный элемент, часто используемый в расчетных схемах механических колебательных систем (б). Они различаются тем, что в первом случае пружина и демпфер соединены последовательно, а во втором – параллельно.

Рассмотрим элемент с релаксацией и при этом положим

$$m = m_{\Sigma}, c = c_n, z = Z_1, z^* = Z_2, k = K_{y\phi} / V.$$

Тогда уравнения равновесия сил будут иметь вид [7]:

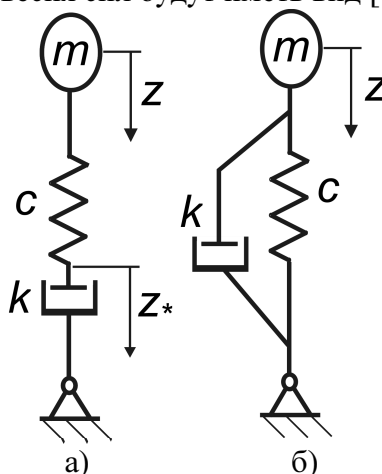


Рисунок 5 - Основные элементы расчетных схем механических колебательных систем

$$m_{\Sigma} \frac{d^2 Z_1}{dt^2} = c_n (Z_2 - Z_1); \quad \frac{K_{y\phi}}{V} \cdot \frac{dZ_2}{dt} = c_n (Z_1 - Z_2).$$

Если эти уравнения рассмотреть совместно, учтя (3) и (7), то получим

$$c_n (Z_2 - Z_1) = -F = -K_{y\phi} \frac{dZ_2}{dt}. \quad (13)$$

Легко заметить, при произвольном законе $Z_1(t)$ и условии $m_2 = 0$ уравнения (6) и (13) совпадают. Уравнение (13) есть упомянутое во вступлении уравнение баланса упругих и контантных сил [3-5].

Снова положим

$$V = const = V_0$$

и с помощью уравнения (13) получим закон изменения поперечной силы трения F , если произошло скачкообразное изменение угла увода (рис. 6). Рассмотрим случай, когда катящаяся без увода (и соответственно при нулевой поперечной силе трения) шина в течение бесконечно малого промежутка времени перешла в режим установившегося увода с углом увода U_* . Введем обозначения:

$$F_* = K_{y\phi} U_*, \quad S_C = V_0 t, \quad K_{y\phi} / c_n = \lambda_0, \quad (14)$$

где F_* – поперечная сила трения при установившемся уводе с «небольшим» углом увода U_* ;

S_C – путь, проходимый точкой C вдоль оси $O_g X_g$ (рис. 1) за время t ;

λ_0 – длина релаксации.

Продифференцируем уравнение (13) и учтем только что введенные обозначения. Придем к дифференциальному уравнению первого порядка с разделяющимися переменными относительно функции поперечной силы трения от пути $F(S_C)$:

$$\lambda_0 \frac{dF}{dS_C} + F = F_*,$$

решая которое найдем:

$$F(S_C) = F_*[1 - \exp(-S_C / \lambda_0)]. \quad (15)$$

График этой функции приведен на рис. 7. Он физически правильно описывает процесс возникновения поперечной силы трения при резком повороте колеса ПКМ.

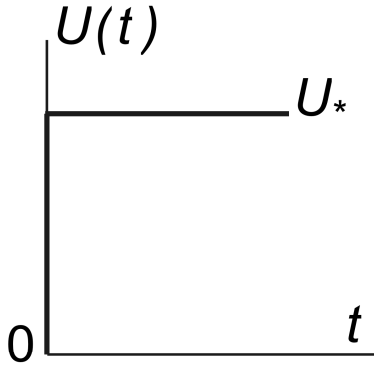


Рисунок 6 - Скачок угла увода

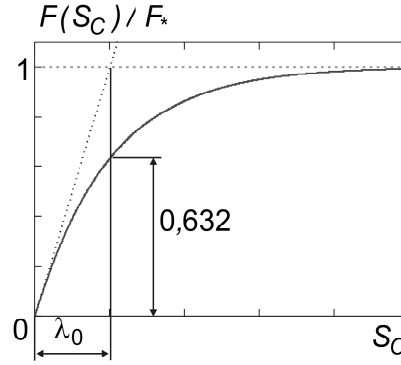


Рисунок 7 - Скачок угла увода. Поперечная сила трения

4. Движения вблизи произвольного докритического угла увода.

Положим, что $U < U_{cr}$ и заданы временные функции

$$N(t), V(t), Z_1(t) = Z_C(t). \quad (16)$$

Поперечное движение шины происходит так, что

$$\left. \begin{array}{l} u \in [0; 1], \\ u \in [u_{oc} \pm \Delta u] \end{array} \right\},$$

где u_{oc} – основной относительный угол увода.

Построим математическую модель для определения функции $F(t)$, считая, что решена задача обращения функции $f_f(u)$ и для рассматриваемой области изменения углов увода найдена аналитическая зависимость

$$u = \Phi(f_f). \quad (17)$$

Запишем уравнение баланса в виде:

$$c_n(Z_2 - Z_1) = -F = -\mu_* N f_f(u), \quad (18)$$

где (см. (7)) $u = (dZ_2 / dt) / (V U_{cr})$. С учетом (16) после дифференцирования уравнения (18) по времени получим

$$\mu_* c_n^{-1} \cdot \frac{d[N(t) f_f(t)]}{dt} + V(t) U_{cr} \Phi[f_f(t)] = \frac{dZ_C}{dt}. \quad (19)$$

С помощью этого уравнения можно найти функцию $f_f(t)$ и затем – функцию $F(t)$. Уравнение (19) является неоднородным нелинейным дифференциальным уравнением первого порядка с переменными коэффициентами. На рис. 8 представлена блок-схема определения поперечной силы трения на шине при использовании уравнения (19).

Сопоставим результаты математического моделирования, полученные на основе уравнения (19), с данными экспериментов. С этой целью рассмотрим динамическую реакцию шины, которая движется в режиме установившегося увода при произвольном докритическом угле увода, на скачкообразное изменение угла увода. Данные экспериментов для этого случая для различных значений основного угла увода приведены в [6].

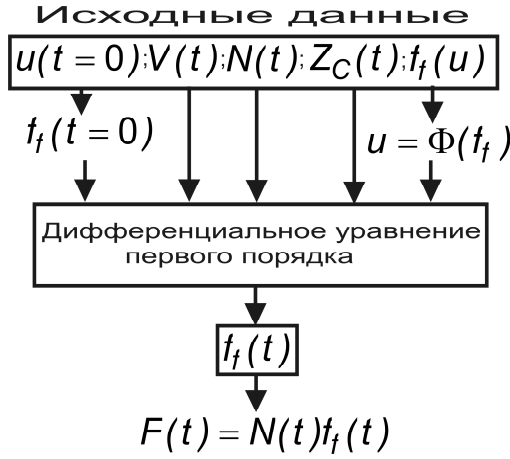


Рисунок 8 - Блок-схема определения поперечной силы на шине

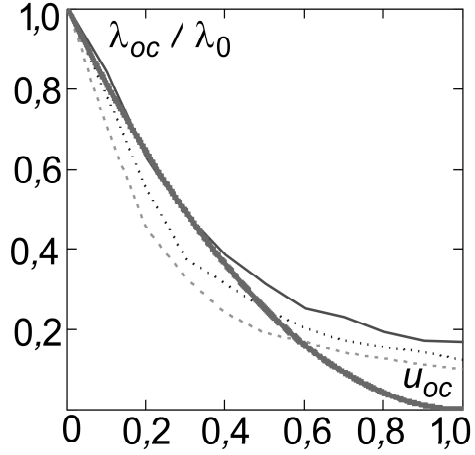


Рисунок 9 - Длина релаксации. Теоретические и экспериментальные результаты

$$N = const = N_0, V = const = V_0. \quad (20)$$

Введем обозначения:

$$f_f(u = u_{oc}) = f_{oc}; \quad \left. \frac{df_f}{du} \right|_{u=u_{oc}} = f'_{oc}; \quad u(t > 0) = const = u_*;$$

$$F(t = 0) = F_0; \quad f_f(u = u_*) = f_*; \quad F(u = u_*) = F_*.$$

Считаем, что допустимо приближение

$$f_f(u) = f_{oc} + (u - u_{oc})f'_{oc}. \quad (21)$$

Разумеется,

$$f_* = f_{oc} + (u_* - u_{oc})f'_{oc}. \quad (22)$$

С учетом первого из равенств (1), (20)-(22), а также новых обозначений после элементарных преобразований вместо (19) получим

$$f'_{oc} \left(\frac{\mu_* N_0}{c_n V_0 U_{cr}} \right) \cdot \frac{dF}{dt} + F(t) = F_*.$$

Произведем замену переменной: вместо размерного времени t будем рассматривать безразмерное смещение

$$s = S_C / \lambda_0 = (V_0 t) / \lambda_0. \quad (23)$$

Тогда, учтя (4) и последнее из равенств (14), вместо выше записанного уравнения будем иметь:

$$\left(\frac{f'_{oc}}{f'_0} \right) \cdot \frac{dF}{ds} + F(s) = F_*,$$

решая которое найдем

$$F(s) = F_0 + (F_* - F_0) \left[1 - \exp\left(s \cdot \frac{f'_0}{f'_{oc}}\right) \right]. \quad (24)$$

В итоге, сопоставив выражения (15) и (23), (24), найдем

$$\lambda_{oc}(u_{oc}) / \lambda_0 = f'_{oc}(u_{oc}) / f'_0, \quad (25)$$

где λ_{oc} – длина релаксации при движении вблизи угла увода u_{oc} . Как это видно из выражения (24), длина релаксации не зависит от соотношения величин F_0, F_* и потому всегда можно указать такую окрестность точки $u = u_{oc}$, что линеаризация (21) будет допустимой.

На рис. 9 жирной сплошной линией показан теоретический график, построенный на основе математической модели (19); остальные линии соответствуют замеренным величинам [6].

Об адекватности предлагаемой модели шины (уравнение (19)) говорит следующее:

- модель является обобщением апробированной модели установившегося движения [9-11];
- применение модели вблизи нулевого угла увода приводит к результатам хорошо согласующимся с экспериментальными (рис. 4);
- тестирование модели по параметру «длина релаксации» при движении вблизи произвольного основного угла увода приводит к удовлетворительным результатам (рис. 9).

5. Применение предлагаемой модели поперечной силы трения. На рис. 8 показана модель движения ПКМ и система неподвижных осей $OXYZ$.

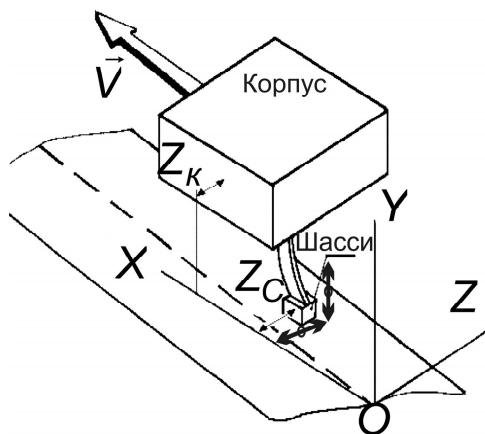


Рисунок 10 - Модель движения пневмоколесной машины

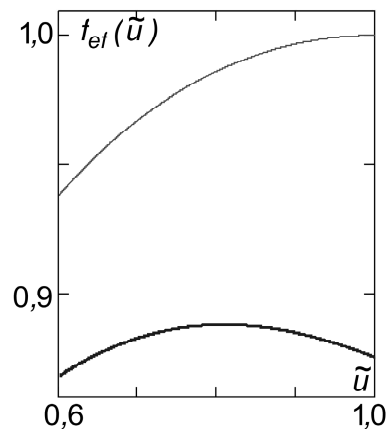


Рисунок 11 - Эффективная характеристика трения

Модель ПКМ состоит из двух упруго связанных тел - корпуса и опоры шасси. Корпус и опора шасси движутся поступательно. Жесткость упругой связи при относительном поперечном смещении тел равна c . Движение корпуса задано:

$$X_k = V_0 t, Z_k = W_0 t; V_0 = const, W_0 = const, W_0 \ll V_0,$$

где V_0, W_0 – продольная и поперечная скорости корпуса. Продольная скорость опоры шасси всегда равна продольной скорости корпуса. Изучим поперечное движение опоры шасси при «больших» углах увода колес:

$$u \in [0,6;1].$$

Движение при данных углах увода происходит при умеренном скольжении шины.

Запишем уравнение поперечного движения опоры шасси:

$$M \frac{d^2 Z_c}{dt^2} + c(Z_c - W_0 t) = -F = -\mu_* N f_f(t), \quad (26)$$

где, разумеется, M – масса опоры шасси;

Z_C – поперечная координата центра масс колеса, эквивалентного опоре шасси. Уравнение (26) нужно дополнить уравнением (19) и зависимостями

$$N(t), \Phi(f_f), \quad (27)$$

а также начальными условиями движения.

На основе уравнений (26), (19), доопределенных зависимостями (27), построим математическую модель изучаемых поперечных колебаний опоры шасси, переходя к безразмерному времени τ и безразмерной скорости опоры шасси u_C :

$$\tau = \omega t, \omega = \left(\frac{c}{M}\right)^{1/2}; u_C = \frac{dZ_C / dt}{V_0 U_{cr}}. \quad (28)$$

Закон изменения нормальной реакции примем в виде:

$$N = N_0[1 - \varepsilon_N u_C(t)], 0 < \varepsilon_N \ll 1, N_0 = const. \quad (29)$$

Реализуемость закона (29) обсудим позже.

Сила трения равна

$$F = F(t) = \mu_* N(t) f_f[u(t)],$$

где допустима следующая аппроксимация функции $f_f(u)$:

$$f_f(u) = \sin\left[\frac{\pi}{2}(u)^{1/2}\right]. \quad (30)$$

С помощью нижеприведенной таблицы можно судить о погрешности, вносимой аппроксимацией (30): во второй строке приведены значения, вычисленные по первой из формул (2), а в третьей – по формуле (30). К тому же, из таблицы следует, что нужно ограничиться значениями

$$f_f \in [0,938; 1,000].$$

$U = 0,60$	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
0,936	0,957	0,973	0,984	0,992	0,997	0,999	1,000	1,000
0,938	0,954	0,967	0,978	0,986	0,992	0,997	0,999	1,000

Располагая (30), находим:

$$u = \Phi(f_f) = \left(\frac{2}{\pi}\right)^2 [\arcsin(f_f)]^2. \quad (31)$$

Приняв во внимание (19) и (26)-(31), получим следующую математическую модель колебаний опоры шасси:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{u}_C + u_C - w_0 &= (c_n / c)[\Phi(f_f) - u_C], \\ \varepsilon_0(1 - \varepsilon_N u_C) \dot{f}_f - \varepsilon_0 \varepsilon_N \dot{u}_C f_f &= u_C - \Phi(f_f) \end{aligned} \right\}, \quad (32)$$

где точками сверху обозначено дифференцирование по безразмерному времени;

$w_0 = \frac{W_0}{V_0 U_{cr}} = const$ – безразмерная скорость корпуса;

$$\varepsilon_0 = \frac{\mu_* N_0 \omega}{c_n V_0 U_{cr}};$$

$u_C(\tau), f_f(\tau)$ – искомые функции.

Для анализа полученных результатов наряду с математической моделью (32) будем рассматривать упрощенную (*опорную*) математическую модель, к которой свернутся уравнения (32), если – как это имеет место при установившемся движении – положить

$$u(\tau) = u_C(\tau). \quad (33)$$

При требовании (33) вместо (32) получим одно дифференциальное уравнение второго порядка:

$$\ddot{\tilde{u}} + \tilde{u} - w_0 = -(c_n / c)\varepsilon_0 \frac{df_{ef}(\tilde{u})}{d\tilde{u}} \dot{\tilde{u}}, \quad (34)$$

где знак «тильда» введен для отличия решений изучаемой модели (32) с опорным решением;

$$f_{ef}(\tilde{u}) = (1 - \varepsilon_N \tilde{u}) \sin\left[\frac{\pi}{2}(\tilde{u})^{1/2}\right] -$$

эффективная характеристика трения. На рис. 11 сверху показан график эффективной характеристики трения при $\varepsilon_N = 0$, снизу – при $\varepsilon_N = 0,125$.

Вернемся к уравнениям (32). Выделим стационарный режим движения:

$$u_c(\tau) = u_c^\circ = const = w_0 = \Phi(f_f = f_f^\circ);$$

$$v_c(\tau) = \dot{u}_c(\tau) = v_c^\circ = const = 0;$$

$$f_f(\tau) = f_f^\circ = const = \sin(0,5\sqrt{w_0}).$$

Систему (32) легко привести к нормальному виду. Основным методом изучения решений изберем метод численного интегрирования методом Розенброка. При этом будем использовать пакет прикладных программ «Mathcad» и сопоставлять решения системы (32) и уравнения (34). Убеждаемся, что стационарный режим движения перестает быть устойчивым, если точка

$$\tilde{u} = w_0$$

находится на падающей части графика эффективной характеристики трения. На рис. 12 приведено решение системы (32) при следующих параметрах и начальных условиях задачи:

$$w_0 = 0,812; \varepsilon_0 = 0,800; c_n / c = 1,000; \varepsilon_N = 0,125;$$

$$u_c(\tau = 0) = 1,1w_0; \dot{u}_c(\tau = 0) = 0; f_f(\tau = 0) = 0,95; f_f^\circ = 0,939.$$

Сплошной линией «1» изображен график функции $u_c(\tau) - w_0$; жирной сплошной линией «2» - график функции $f_f(\tau) - 1$; пунктиром – график функции $\tilde{u}(\tau) - w_0$. Обратим внимание на скачок на графике «2» в начале движения. Для сопоставления переменной и постоянной составляющих нормальной реакции на рис. 13 представлен график функции $N(\tau) / N_0$.

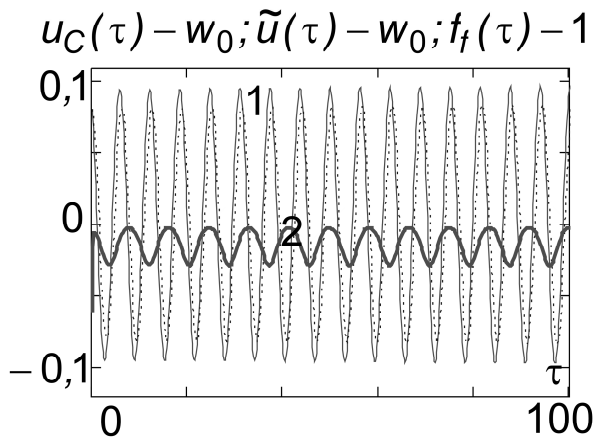


Рисунок 12 - Результаты численного интегрирования

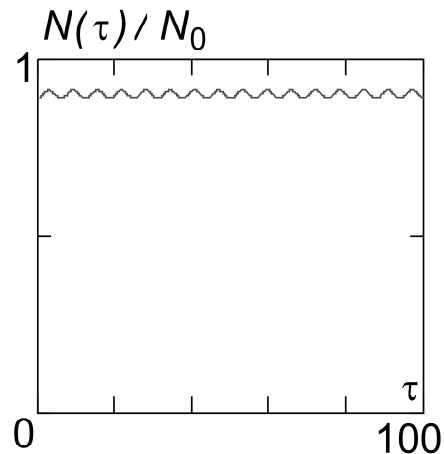


Рисунок 13 - Нормальная реакция опорной поверхности

Обсудим реализуемость закона (29). На рис. 14 изображено катящееся колесо с набором несбалансированных масс $m_{\varepsilon i}, i = 1, \dots, n$. Упрощая, будем полагать, что несбалансирована лишь одна масса m_{ε} , $m_{\varepsilon} \ll M$. Она находится на удалении r от точки C , а угол поворота $\varphi = \varphi(t)$ в начальный момент времени составляет φ_0 радиан. При постоянной скорости V и отсутствии продольного скольжения угол φ изменяется по закону:

$$\varphi(t) = vt + \varphi_0, v = \text{const} = 2V_0 / D. \quad (35)$$

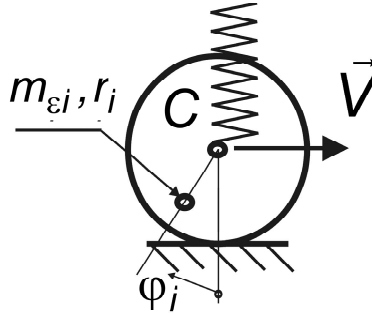


Рисунок 14 - К вопросу об изменении нормальной реакции

Из-за несбалансированности колеса нормальная реакция будет включать постоянную и переменную составляющие:

$$N = N(t) = N^0 + \Delta N(t), \quad (36)$$

где

$$N^0 = \text{const}; \Delta N(t) = m_{\varepsilon} r v^2 \cos \varphi(t), \quad (37)$$

а угол поворота изменяется по закону (35).

Как можно заключить из графика «1» рис. 12, переменная компонента фазовой переменной $u_C(t)$ при определенных (выше оговоренных) условиях приближенно меняется по закону

$$u_C(t) - w_0 = A_* \cos(\omega t + \phi_0),$$

где $A_* = \text{const}$ – амплитуда автоколебаний;

$\phi_0 = \text{const}$ – начальная фаза колебаний. В нашем случае (см. рис. 12)

$$A_* \approx 0,1; \phi_0 \approx 0.$$

Положим, что выполняются условия

$$\omega = v; \varphi_0 - \phi_0 = \pi. \quad (38)$$

Тогда

$$\cos \varphi(t) = [w_0 - u_C(t)] / A_*. \quad (39)$$

Если совместно рассмотреть (35)-(39) и ввести обозначения

$$N_0 = N^0 + \frac{m_{\varepsilon} r v^2 w_0}{A_*}; \varepsilon_N = \frac{m_{\varepsilon} r v^2}{A_* N_0},$$

то приходим к закону (29).

Для анализа полученных результатов с технической точки зрения укажем, закон (29) справедлив при наличии дисбаланса колеса, а также при определенной скорости движения ПКМ и определенном временном смещении (задержке) гармонических законов изменения переменной составляющей нормальной реакции и поперечных колебаний опоры шасси. Вполне понятно, что к эффекту аналогичному дисбалансу может привести кинематическое возбуждение вертикальных колебаний опоры шасси при движении по неровной опорной поверхности.

Оценим величину размерной деформации связи корпуса и шасси в условиях реальной пробежки ПКМ, исходя из того, что переменная составляющая относительного угла увода изменяется по гармоническому закону с амплитудой $A_* = 0,1$ (рис. 12), а $U_{cr} \approx 0,2$. С учетом (38) имеем

$$\frac{\omega A_{**}}{U_{cr} V_0} = A_*; v = \omega = \frac{2V_0}{D},$$

где A_{**} – размерная амплитуда деформации. Отсюда находим

$$A_{**} = 0,01D.$$

Заканчивая параграф, сопоставим опыт использования модели предельного перехода [14] и предлагаемой модели. При решении рассматриваемой в параграфе модельной задачи поперечно поступательного движения ПКМ и использовании модели предельного перехода получим систему 4-х обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка со стремящемся к нулю множителем при производной [14]. При использовании модели (19), как это видно из рассмотренного примера, получим систему 3-х обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка с множителем при производной лишь немногим меньшим единицы. Модель (19) допускает получение решений стандартными методами изучения жестких систем.

6. Выводы.

1. В работе даны описание и (или) результаты применения известных прагматических моделей поперечной силы трения на шине. Развивая идеи и подходы известных моделей, предложена новая модель – уравнение (19) и блок-схема (рис. 8).

2. На примере модельной задачи о колебаниях пневмоколесной машины при умеренном скольжении колес шасси представлены методические подходы математического моделирования колебаний пневмоколесных машин при значительных углах увода колес.

3. Показано, что при определенных обстоятельствах могут возникать поперечные автоколебания опор шасси, которые не только влияют на характеристики усталостной прочности элементов машины, но и могут явиться фактором существенно снижающим безопасность движения. Упомянутыми обстоятельствами являются: поперечная скорость корпуса машины, определенное значение продольной скорости, наличие дисбаланса колес шасси. Опасные автоколебания шасси могут возникнуть при обгоне на высокой скорости автомобиля; при посадке с боковым ударом в опоры шасси самолета и т. п.

Полученные результаты целесообразно учесть при математическом моделировании движения пневмоколесных машин; разработке рекомендаций к их проектированию; анализе причин дорожных и летных происшествий.

Список литературы

1. I.J.M.Besselink. Shimmy of aircraft main landing gears. PhD thesis, Delft University of Technology, 2000.-201 p.
2. Clark S., Dodge R., Nybakken G. Dynamic properties of aircraft tires// J. aircraft. – 1974.- Vol.11, №3.- P. 166-172.
3. Кручинин П.А., Магомедов М.Х., Новожилов И.В. Математическая модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения//Изв. РАН «Механика твердого тела». -2001.-№6.- С.63-69.
4. Apetaur M. Modelling of transient nonlinear tire responses// Proc. of 1-st international colloquim on tire models. Delft, oc. 21-22.- 1991. -P.116-126.
5. J.S.Loeb, D.A.Guenther, Hung-Hsu F. Chen, J.R. Ellis. Lateral stiffness, cornering stiffness and relaxation length of the pneumatic tire//SAE Technical Paper Series, № 900129, 9 p.

6. G.Rill. First order tire dynamics. III European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering. Lisbon, 5-8 June 2006, 9 p.
7. P.W.A. Zegelaar. The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses. PhD thesis, Delft University of Technology, 1998.- 315 p.
8. Плахтиєнко М.П., Шифрин Б.М. Модель відведення пневматика при вимушених коливаннях// Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні :Укр. міжвідомчий наук.-техн. зб.-Львів: Нац.ун-т «Львівська політехніка», 2006, №40.- С.190-195.
9. Gim G., Nikravesh P.E. An analytic model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations.Part 1:Pure slips//Int. J. of Vehicle Design.–1990. –V.11, №6.-P.589-618.
10. Расејка Н.В., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tires in steady-state conditions. A review of modeling aspects// Vehicle system dynamics. -1991.-V.20, № 3-4.- P.121-176.
11. Плахтиєнко Н.П., Шифрин Б.М. Одностепенная модель колебаний опоры шасси самолета//Техн. механика.-2006.-№1. -С.16-25.
12. Шифрин Б.М. О моделировании колебаний пневматиков и пневмоколесных машин.//Авиационно-космическая техника и технология.10/57, 2008.-0 С.165-169.
13. Жечев М.М. Особенности описания математических моделей механических систем, включающих элементы с нулевыми массами. // Техническая механика. – 1997.- №6. -С.108-112.
14. Шифрин Б.М. Фрикционные неустойчивость и колебания самолета на разбеге/пробеге// Восточно-европейский журнал передовых технологий. -2006.- №6/2 (24).- С.19-24.
15. Васильева А.Б., Бутузов В.Ф. Асимптотическое разложение решений сингулярно возмущенных уравнений. – М.: Наука. 1973.- 272 с.

Представлені відомі і нова (що є модернізацією відомих) математичні моделі поперечної сили тертя шини при нестационарному відведенні в умовах помірного і значного тертя. Показано застосування нової моделі для вирішення модельного завдання коливань пневмоколісної машини, колеса якої незбалансовані. Результати моделювання зіставлені з результатами моделювання для спрощеної моделі шини.

The known is presented and new (being modernization of known) mathematical models of transversal force of friction at the non-stationary withdrawal of tire in the conditions of moderate and considerable friction. Application of new model is rotined for the decision of model problem of vibrations of vehicle the wheels of which are unbalanced. Design results are confronted with the results of design for the simplified model of tire.

Вплив турбулентності потоку на визначення швидкості електрохімічним перетворювачем швидкості

В статті обґрунтовано можливість роботи електрохімічного перетворювача швидкості датчика витрат молока в умовах турбулентного потоку молока в молокопроводі при обраних конструктивних параметрах.

електрохімічний перетворювач швидкості, датчик витрати молока, молокопровід, граничний шар, дифузійний шар, в'язкий шар

Продуктивність корів є одним з вихідних параметрів, які використовуються для впровадження сучасних методів автоматизованого управління на молочній фермі. Точність її оцінки і прогнозування стає визначальним параметром для автоматизації процесу молоковидедення. Використання для таких цілей традиційних принципів вимірювання рідин у потоці ускладнюється властивостями газорідинної суміші, якою є молоко в молокопроводі, різною інтенсивністю молоковіддачі, нерівномірністю перерізів потоків у молокопроводі, вакуумним режимом установки та ін. Основними вимогами до таких пристроїв є їх надійність, точність, швидкодія, здатність до роботи в умовах ферми, простота в обслуговуванні. Датчики, що використовуються на даний час, не в повній мірі задовольняють вищеперераховані вимоги. Побудова проточного датчика, що відповідав би поставленим вимогам є актуальною задачею над вирішенням якої працюють вчені як в Україні, так і за кордоном [1,2,3].

Мета даної статті, дослідити вплив турбулентного потоку молока в умовах молокопроводу на вимірювання швидкості датчиком витрат молока, що реалізує спосіб описаний в [3] та обґрунтувати можливість його використання в таких умовах.

Спосіб описаний в [3] дозволяє побудувати проточний датчик витрат молока на основі двох перетворювачів, які вимірюють складові витрати: швидкість та перетин потоку.

Перетворювач швидкості (ПШ) є однією із складових частин датчика витрат молока [4]. В основу роботи перетворювача швидкості покладена залежність дифузійної складової струму електрохімічної комірки від швидкості рідини біля електроду внаслідок руйнування дифузійного шару[5].

Датчик витрати молока має вигляд, представлений рис. 1. Датчик складається з труби 1, виготовленої із діелектричного матеріалу, електродів перетворювачів 2,3,4, які розташовуються на протилежних стінках труби. Для уникнення осідання жиру в важкодоступних для промивки місцях внутрішні кути труби мають округлену форму. Матеріал електродів 3,4– платина, електроду 2 – алюміній. Датчик розміщується в молочній лінії доїльного апарату. Виводи електродів підключаються до блоку перетворення інформації (БПІ), який містить вимірювальну схему та ЕОМ для обчислення результатів вимірювання.

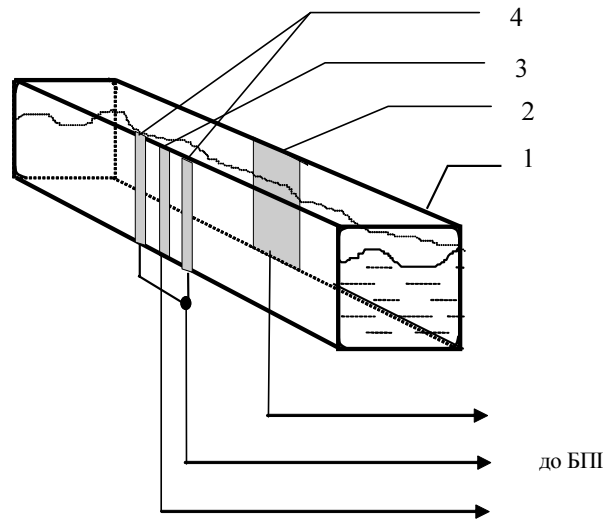


Рисунок 1 - Структурна схема датчика для вимірювання витрат молока

Швидкість молока в молочній лінії може змінюватись в широких межах, крім того, наявність газових включень та вакуумні режими доїльного апарату приводять до виникнення турбулентності потоку. Оцінка впливу турбулентного потоку молока в заданому діапазоні швидкості на товщину дифузійного шару є необхідною задачею для побудови працездатного перетворювача швидкості та забезпечення його необхідної точності.

Визначення швидкості за допомогою перетворювача швидкості базується на визначенні струму електрохімічної комірки, який залежить від концентрації іонів на електродах.

Робота перетворювача швидкості ґрунтується на використанні законів електрохімічної кінетики.

Дифузійний шар виникає біля електроду внаслідок розряду (іонізації) частинок речовини і уповільненої доставки (відведення) їх при електролізі в результаті дифузії. Товщина дифузійного шару досягає 10^{-5} – 10^{-2} см. Дифузійний шар розташований безпосередньо за дифузною частиною подвійного електричного шару [6].

Згідно гідродинамічної теорії товщина граничного шару залежить від швидкості руху потоку відносно твердого тіла v_0 , кінематичної в'язкості ν , а також від відстані вибраної точки до точки набігання потоку l

$$\delta_{zp} \approx \nu^{0.5} \cdot v_0^{-0.5} \cdot l^{0.5}. \quad (1)$$

У відповідності з розвинутою Левичем [7] теорією, між товщиною дифузійного шару δ і граничним шаром рідини δ_{zp} існує визначене співвідношення:

$$\delta \approx \left(\frac{D}{\nu}\right)^{1/3} \cdot \delta_{zp}. \quad (2)$$

Для водних розчинів D і ν мають значення порядку 10^{-5} та 10^{-2} см²·сек⁻¹ відповідно.

$$\delta \approx D^{1/3} \cdot \nu^{1/6} \cdot l^{1/2} \cdot v^{-1/2}, \quad (3)$$

де D – коефіцієнт дифузії.

Потік молока в молокопроводі має турбулентний характер. При турбулентному режимі руху рідини потік розділяється на дві різні за структурою області. Безпосередньо біля стінки труби утворюється тонкий шар чисто в'язкого руху – в'язкий шар. Решта частини потоку є областю яка мало залежить від в'язкості, область повністю турбулентного руху – турбулентне ядро потоку. В межах в'язкого шару усереднені швидкості змінюються по лінійному закону від нуля біля стінки труби до кінцевого значення на його границі. Так як вимірювання швидкості проходить в граничному шарі, то результат можна рахувати дійсним, коли товщина граничного шару менша, ніж товщина в'язкого шару.

Товщина в'язкого шару

$$\delta_{\epsilon} = \frac{30 \cdot D_T}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}, \quad (4)$$

де $\text{Re} = \frac{v \cdot D_T}{\nu}$ – число Рейнольдса;

ν – кінематична в'язкість рідини;

λ – гідравлічний коефіцієнт тертя;

D_T – діаметр труби.

Для визначення коефіцієнта тертя гідравлічно-гладких труб найбільш розповсюджена формула Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (5)$$

По приведеним виразах при конструктивних параметрах датчика: $D_T=11\text{мм}$, довжина контрольного електрода 0.3мм , побудовано залежність товщини в'язкого та граничного шарів на електроді від швидкості потоку молока. Отримана залежність представлена на рисунку 2.

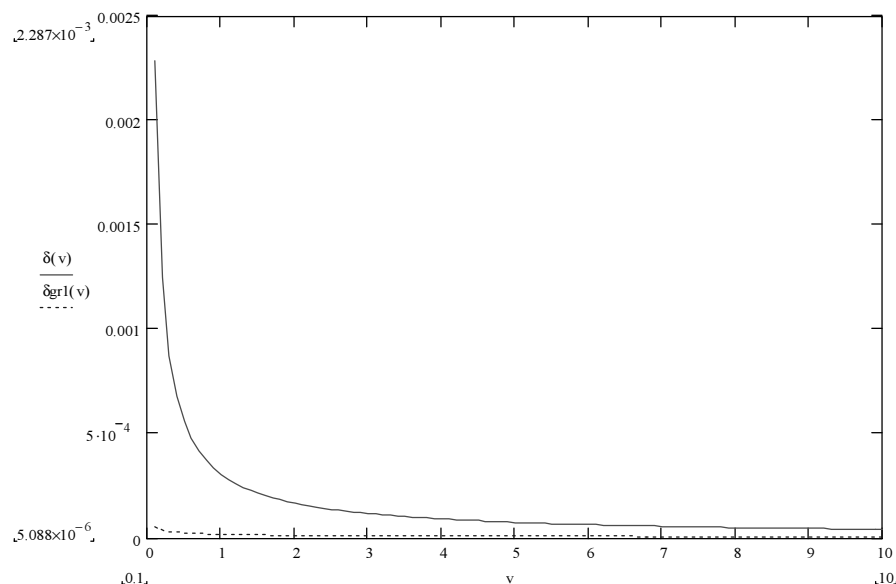


Рисунок 2 - Залежність товщини граничного та в'язкого шарів від швидкості молока в молокопроводі.

На основі отриманих результатів теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки:

– в межах швидкості молока від 0.1 до 10 м/с в датчику з вказаними конструктивними параметрами граничний, а як наслідок, і дифузійний шар завжди

будуть знаходитись в середині в'язкого шару, що доводить працездатність електрохімічного перетворювача швидкості датчика витрат молока в таких умовах;

– використання датчика в умовах турбулентного потоку дозволить отримати результати вимірювання швидкості з необхідною точністю, так як в місці заміру в вибраних межах швидкості потік буде завжди ламінарним.

Список літератури

1. А.с. №656597 (СССР). Устройство для измерения доз молока при машинном доении/ Авт. изобрет. Г.Р. Носов, В.А. Кондратец, В.Ф. Пашенко.– Заявл 14.09.76. №2401374/30-15: опубл. 15.04.79 Бюл. №14.
2. Mauro Zaninelli, Francesco Maria Conductimetric milk meter // Computers in agriculture and natural resources, Proceedings of the 24-26 July 2006 (Orlando, Florida USA) Publication date 24 July 2006 701P0606.
3. Версаль В.А. Войтюк В.В. Обґрунтування способу вимірювання витрат молока //Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету „Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація”, 2000 вип. №6.– С.123-125.
4. В.О.Версаль, В.В.Войтюк. Датчик контролю витрат молока в молокопроводі. // Матеріали XII міжнародного "І Українського" симпозіуму з питань машинного доїння корів. 11-14 травня 2004 року. - Глеваха, 2005р.- С. 162-166.
5. Фомин И.К. Хемотронный измеритель скорости потоков электропроводящих жидкостей с компенсацией помех// Измерительная техника. 1976. №1.– с. 57-59
6. Левин А.И. Теоретические основы электрохимии – М.: Металлургия, 1972. – 253 с.
7. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика – М.: Физматгиз, 1959. – 699 с.
8. Справочник по гидравлике. Под редакцией Большакова В.А. – К.: Вища Школа, 1977. – 280 с.

В статье обоснована возможность работы электрохимического преобразователя скорости датчика расхода молока в условиях турбулентного потока молока в молокопроводе при выбранных конструктивных параметрах.

In the article researched possibility to work electrochemical converter of speed of milk meter in the turbulent flow milk in the milk pipe with choose parameters.

С. І. Осадчий, доц., канд. техн. наук, Р.В. Жесан, доц., канд. техн. наук,
Є. П. Босов, доц., О. С. Киянченко, магістрант
Кіровоградський національний технічний університет

Визначення оптимальних параметрів настроювання регулятора для багатомірної системи автоматичного керування активним вентиляванням зерна

На основі спеціальних алгоритмів обробки матриць-векторів вхідних та вихідних сигналів визначено оптимальні параметри настроювання регулятора багатомірної системи автоматичного керування активним вентиляванням зерна.

регулятор, оптимальні параметри, система автоматичного керування, система автоматичного регулювання, передатна функція, матриця-вектор, багатомірна система, активне вентилявання

Масове застосування комбайнового збирання зернових обумовлює надходження на післязбиральну обробку в стислий термін величезних кількостей зерна. Висока вологість зернової маси різко інтенсифікує природний хід життєдіяльності зерна, що проявляється, як у всіх інших рослинних організмів, у подиху – складному біохімічному процесі. Тому основна мета післязбиральної обробки – звести до мінімуму подих зернової маси без погіршення її посівних і продовольчих якостей. Один з ефективних прийомів післязбиральної обробки зерна – активне вентилявання [1, 2].

Сушіння зерна активним вентиляванням ґрунтується на принципі гігроскопічної рівноваги між вологістю зерна й відносною вологістю вентиляваного повітря. В умовах динамічної рівноваги відносної вологості повітря, що дорівнює 62...70 %, відповідає вологість зерна порядку 8...15 %. У зв'язку із цим у вентиляваних бункерах як сушильний агент використовують зовнішнє або трохи підігрите повітря.

На сучасному етапі розвитку агротехнологій найбільш ефективним є вентилявання із використанням різноманітних систем автоматичного керування (САК) та систем автоматичного регулювання (САР).

Основним елементом у подібних САК та САР – власне об'єктом керування (регулювання) – є сушарка. Тому першою вимогою до автоматизованого агрегату є придатність самого об'єкта до автоматизації, тобто можливість ефективного впливу на процес сушіння зміною параметрів режиму. Для побудови САК автоматизованого об'єкта й вибору її параметрів треба знати поведінку об'єкта в статиці й динаміці. Це дозволяє вирішити питання про найбільш доцільну зміну статичних і динамічних характеристик або синтез коригувальних елементів для досягнення найкращих результатів роботи системи автоматизації агрегату [2-4].

Метою даної статті є визначення аналітичними методами оптимальних параметрів настроювання регулятора САК активним вентиляванням зерна з урахуванням статичних і динамічних властивостей по окремих контурах керування й виявленню ступеня і форм взаємозв'язку між керованими величинами.

Згідно із результатами експериментальних досліджень Мартиненка І. І. [5], спрощена структурна схема процесу активного вентилявання зерна як об'єкта керування може бути представлена рис. 1.

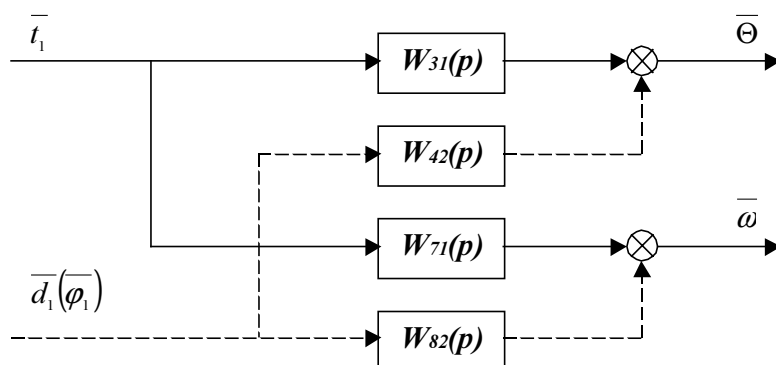


Рисунок 1 – Спрощена структурна схема процесу активного вентилявання зерна як об'єкта керування

На рис. 1 \bar{t}_1 , $\bar{d}_1(\bar{\varphi}_1)$ – температура й вологовміст (відносна вологість) повітря, що надходить в установку; $\bar{\Theta}$, $\bar{\omega}$ – температура й вологість вентиляваної зернової маси. А передатні функції відповідно:

$$W_{31}(p) = \frac{1}{2p^2 + 15p + 1}; \quad W_{42}(p) = \frac{0,08}{2p^2 + 15p + 1}; \quad W_{71}(p) = \frac{0,9}{60p + 1}; \quad W_{82}(p) = \frac{1}{60p + 1}.$$

У якості вхідних впливів на рис. 1 позначені температура й вологість повітря. Але якщо величину температури можна легко змінювати в широких межах, то маніпулювати вологістю досить складно (просто, хіба що, убик збільшення). Тому для подальших розрахунків при розрахунку параметрів регулятора задамося в якості єдиного керуючого впливу температурою вхідного повітря.

Введемо наступні позначення:

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \bar{t}_1 \end{bmatrix} \text{ – вектор вхідних сигналів; } \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \bar{\Theta} \\ \bar{\omega} \end{bmatrix} \text{ – вектор вихідних координат.}$$

Матриця-вектор передатних функцій об'єкта керування має вигляд:

$$\mathbf{W}_{\text{OK}} = \begin{bmatrix} W_{31} \\ W_{71} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Тоді

$$\mathbf{x} = \mathbf{W}_{\text{OK}} \mathbf{u} + \boldsymbol{\psi} = \begin{bmatrix} W_{31} \\ W_{71} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{t}_1 \end{bmatrix} + \boldsymbol{\psi} = \begin{bmatrix} W_{31} \bar{t}_1 \\ W_{71} \bar{t}_1 \end{bmatrix} + \boldsymbol{\psi} = \begin{bmatrix} \bar{\Theta} \\ \bar{\omega} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

де $\boldsymbol{\psi} = \begin{bmatrix} \psi_{\Theta} \\ \psi_{\omega} \end{bmatrix}$ – вектор випадкових збурень,

ψ_{Θ} і ψ_{ω} – випадкові відхилення по температурі й вологості.

Підставимо в співвідношення (1) значення й запишемо матрицю-вектор передатних функцій у вигляді добутку двох інших:

$$\mathbf{W}_{\text{OK}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 + 15p + 1} \\ \frac{0,9}{60p + 1} \end{bmatrix} = \mathbf{P}^{-1} \mathbf{M}. \quad (3)$$

Нехай

$$\mathbf{P}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 + 15p + 1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{60p + 1} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

тоді

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 2p^2 + 15p + 1 & 0 \\ 0 & 60p + 1 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

З огляду на вирази (3)-(5), можна записати

$$\mathbf{P} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{M} = \mathbf{M} = \begin{bmatrix} 2p^2 + 15p + 1 & 0 \\ 0 & 60p + 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 + 15p + 1} \\ \frac{0,9}{60p + 1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0,9 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Повертаючись до виразу (2), відзначимо

$$\mathbf{x} = \mathbf{W}_{\text{OK}} \mathbf{u} + \boldsymbol{\psi} = \mathbf{P}^{-1} \mathbf{M} \mathbf{u} + \boldsymbol{\psi} \Rightarrow \mathbf{P} \mathbf{x} = \mathbf{M} \mathbf{u} + \mathbf{P} \boldsymbol{\psi}. \quad (7)$$

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 2p^2 + 15p + 1 & 0 \\ 0 & 60p + 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0,9 \end{bmatrix}.$$

З урахуванням вищевикладеного можемо в першому наближенні зобразити структурну схему багатомірної САК процесом активного вентилявання зерна в наступному вигляді (рис. 2).

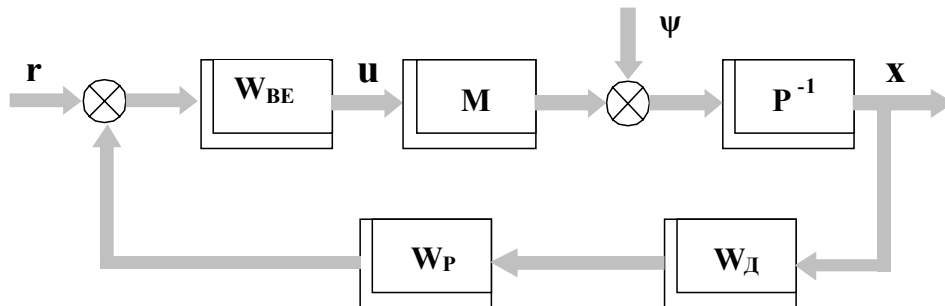


Рисунок 2 – Структурна схема багатомірної САК процесом активного вентилявання зерна в першому наближенні

На рис. 2 є наступні нові позначення:

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} \bar{\Theta}_3 \\ \bar{\omega}_3 \end{bmatrix} - \text{матриця-вектор завдання } (\bar{\Theta}_3 = \text{const}; \bar{\omega}_3 = \text{const});$$

\mathbf{u} – матриця-вектор керуючого впливу;

\mathbf{W}_{BE} – матриця-вектор передатних функцій виконавчого елемента (теплогенератора);

\mathbf{W}_{D} – матриця-вектор передатних функцій датчиків (температури й вологості зерна);

\mathbf{W}_{P} – матриця-вектор передатних функцій регулятора.

З огляду на те, що

$$\mathbf{x} = \tilde{\mathbf{x}} + \Delta\mathbf{x} ; \quad \mathbf{r} = \tilde{\mathbf{r}} ,$$

де $\tilde{\mathbf{x}}$ й $\tilde{\mathbf{r}}$ – середні значення, структурна схема САК може бути зведена до схеми класичної САР (рис. 3).

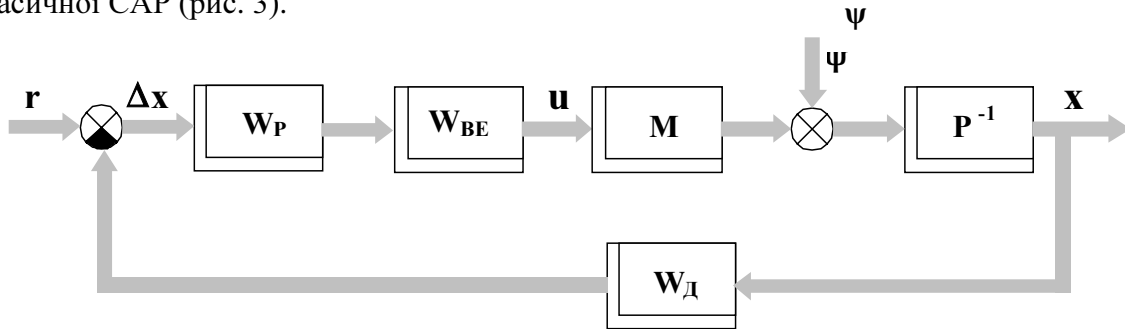


Рисунок 3 – Приведення структурної схеми САК до вигляду, характерного для САР

Оскільки в якості датчиків температури й вологості зерна у сучасних сушарках використовуються цифрові датчики, можна вважати [4], що їхні передатні функції являють собою звичайні коефіцієнти пропорційності, а випадковими складовими в них можна знехтувати. Тоді, у відповідність із розробками Блохіна Л. М. [6], завдання синтезу обраної системи зводиться до частинного випадку – так званого синтезу при «ідеальному» вимірюванні вхідних координат.

Для такого завдання структурна схема системи звичайно зображується в наступному вигляді (рис. 4).

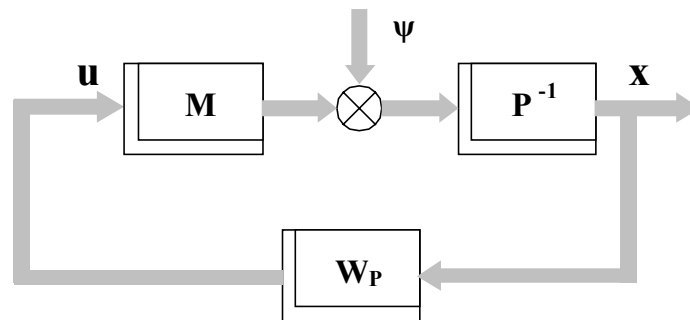


Рисунок 4 – Структура САК при «ідеальному» вимірюванні вхідних координат

На рис. 4 до складу регулятора включені датчики (температури й вологості) і виконавчий елемент (теплогенератор), тому передатна функція W_p містить у собі і їх відповідні передатні функції.

Будемо вважати, що температура θ й вологість ω є некорельованими процесами (оскільки зворотне не доведене).

Виходячи з довідкових даних, можемо записати, що для процесу сушіння зерна математичне сподівання й дисперсія по температурі та вологості відповідно будуть мати вигляд:

$$m_{\theta} = 18^{\circ}C , \quad \sigma_{\theta} = 0,1 m_{\theta} = 1,8^{\circ}C ;$$

$$m_{\omega} = 11\% , \quad \sigma_{\omega} = 0,1 m_{\omega} = 1,1\% .$$

Вважаємо, що ψ – багатомірний (у нашому випадку – двомірний) стаціонарний випадковий процес, для якого найбільш несприятливим випадком проходження в системі завод є так званий «білий шум». Розглянемо цей випадок детальніше.

$$S_{\psi_{\theta}\psi_{\theta}}(p) = \frac{\sigma_{\theta}^2}{\pi} = 1,031324 ; \quad S_{\psi_{\omega}\psi_{\omega}}(p) = \frac{\sigma_{\omega}^2}{\pi} = 0,385155 .$$

По теоремі Вінера-Хінчина [6] для векторного випадкового процесу

$$\begin{aligned} S_{\psi\psi}(p) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} M \left\{ \begin{bmatrix} \psi_{\theta}(-p) \\ \psi_{\omega}(-p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{\theta}(p) & \psi_{\omega}(p) \end{bmatrix} \right\} = \\ &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} M \left\{ \begin{bmatrix} \psi_{\theta}(-p)\psi_{\theta}(p) & \psi_{\theta}(-p)\psi_{\omega}(p) \\ \psi_{\omega}(-p)\psi_{\theta}(p) & \psi_{\omega}(-p)\psi_{\omega}(p) \end{bmatrix} \right\} = \\ &= \begin{bmatrix} S_{\psi_{\theta}\psi_{\theta}}(p) & S_{\psi_{\theta}\psi_{\omega}}(p) \\ S_{\psi_{\omega}\psi_{\theta}}(p) & S_{\psi_{\omega}\psi_{\omega}}(p) \end{bmatrix} . \end{aligned} \quad (8)$$

Оскільки зміна температури й вологості – некорельовані процеси, то справедлива рівність

$$S_{\psi_{\theta}\psi_{\omega}}(p) = S_{\psi_{\omega}\psi_{\theta}}(p) = 0 . \quad (9)$$

Таким чином

$$S_{\psi\psi}(p) = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{\theta}^2}{\pi} & 0 \\ 0 & \frac{\sigma_{\omega}^2}{\pi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,031324 & 0 \\ 0 & 0,385155 \end{bmatrix} . \quad (10)$$

Для визначення стійкості об'єкта достатньо знайти корені рівняння

$$\det(\mathbf{P}) = 0$$

і визначити знак їхніх дійсних частин. Стійкість буде доведена, якщо дійсні частини коренів негативні.

$$\begin{aligned} \det(\mathbf{P}) &= \det \left(\begin{bmatrix} 2p^2 + 15p + 1 & 0 \\ 0 & 60p + 1 \end{bmatrix} \right) = \\ &= (2p^2 + 15p + 1)(60p + 1) = 120p^3 + 902p^2 + 75p + 1 . \\ &120p^3 + 902p^2 + 75p + 1 = 0 . \end{aligned}$$

Скориставшись для знаходження коренів даного рівняння можливостями програмного пакета *MATLAB 6.5*, одержимо три дійсних негативних корені:

$$p_1 = -7,4327; \quad p_2 = -0,0673; \quad p_3 = -0,0168.$$

Таким чином, аналіз об'єкта керування показав, що він являє собою стійкий динамічний об'єкт, на який впливають центровані стаціонарні випадкові процеси зміни температури й вологості зерна на вході сушарки зі знайденою матрицею спектральних щільностей $\mathbf{S}_{\psi\psi}$. Тоді для синтезу САК можна скористатися наступним алгоритмом [6].

Для замкненої системи (див. рис. 4) можуть бути записані співвідношення:

$$\mathbf{W}_p = \mathbf{F}_u \mathbf{F}_x^{-1} ; \quad (11)$$

$$\mathbf{F}_x = \mathbf{P}^{-1}(\mathbf{M} \mathbf{F}_u + \mathbf{E}_2) , \quad (12)$$

де \mathbf{W}_p – передатна функція (матриця передатних функцій) оптимального регулятора;

\mathbf{F}_u – оптимальна передатна функція (матриця передатних функцій) замкненої системи від вектора Ψ до вектора \mathbf{u} ;

\mathbf{F}_x – оптимальна передатна функція (матриця передатних функцій) замкненої системи від вектора Ψ до вектора \mathbf{x} .

У співвідношенні (12) вектор \mathbf{E}_2 є діагональним одиничним:

$$\mathbf{E}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix},$$

а вектори \mathbf{M} та \mathbf{P}^{-1} були визначені раніше.

Тому завдання синтезу двомірної САК процесом активного вентилявання зерна зводиться до відшукування вектора \mathbf{F}_u .

Введемо позначення:

$$S_{\psi\psi}(p) = \mathbf{D} \mathbf{D}^* ; \quad (13)$$

$$\mathbf{\Gamma}^* \mathbf{\Gamma} = \mathbf{M}^* \mathbf{P}^*{}^{-1} \mathbf{R} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{M} + \mathbf{C} ; \quad (14)$$

$$\mathbf{N} = \mathbf{\Gamma}^*{}^{-1} \mathbf{M}^* \mathbf{P}^*{}^{-1} \mathbf{R} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{D} = \mathbf{N}_0 + \mathbf{N}_+ + \mathbf{N}_- , \quad (15)$$

де «*» – знак Ермітового сполучення;

\mathbf{D} – результат операції факторизації матриці $S_{\psi\psi}(p)$;

$\mathbf{\Gamma}$ – результат факторизації виразу (14);

\mathbf{N}_0 – матриця, елементи якої – поліноми аргументу p ;

\mathbf{N}_+ – матриця, елементи якої – правильні дроби аргументу p , що мають полюси тільки в лівій напівплощині;

\mathbf{N}_- – матриця, елементи якої – правильні дроби аргументу p з полюсами тільки в правій напівплощині.

Відповідно до алгоритму синтезу оптимальних систем стабілізації стійкого об'єкта при «ідеальному» вимірюванні його вихідних координат [6], ідеальна передатна функція (матриця передатних функцій) замкненої системи (див. рис. 4) від вектора Ψ до вектора \mathbf{u} може бути визначена за наступним виразом:

$$\mathbf{F}_u = -\mathbf{\Gamma}^{-1} (\mathbf{N}_0 + \mathbf{N}_+) \mathbf{D}^{-1} . \quad (16)$$

Оскільки в нашого об'єкта декларована ідеальність вимірювання вихідних параметрів, прийmemo

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C} = \lambda^2 ,$$

де λ - множник, що характеризує обмеження на керуючий вплив.

Отже

$$\mathbf{\Gamma}^* \mathbf{\Gamma} = \mathbf{M}^* \mathbf{P}^*{}^{-1} \mathbf{R} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{M} + \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0,9 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 - 15p + 1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{-60p + 1} \end{bmatrix} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 + 15p + 1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{60p + 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 0,9 \end{bmatrix} + \lambda^2 .$$

За допомогою *MATLAB 6.5* проведемо всі подальші обчислення при значенні $\lambda = 1$.

Представимо величину $S_{\psi\psi}(p)$ (див. співвідношення (8), (10)) у вигляді добутку двох матриць-векторів

$$S_{\psi\psi}(p) = \mathbf{D} \mathbf{D}^* . \quad (17)$$

Тоді, виходячи з (10), одержуємо:

$$\mathbf{D} \mathbf{D}^* = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{\theta}^2}{\pi} & 0 \\ 0 & \frac{\sigma_{\omega}^2}{\pi} \end{bmatrix} . \quad (18)$$

Звідки можна знайти

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{\theta}}{\sqrt{\pi}} & 0 \\ 0 & \frac{\sigma_{\omega}}{\sqrt{\pi}} \end{bmatrix} ; \quad \mathbf{D}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{\pi}}{\sigma_{\theta}} & 0 \\ 0 & \frac{\sqrt{\pi}}{\sigma_{\omega}} \end{bmatrix} . \quad (19)$$

$$\mathbf{\Gamma}^{-1} = \frac{(p + 0,06727)(p + 0,01667)(p + 7,433)}{(p + 0,09564)(p + 0,01911)(p + 7,432)} . \quad (20)$$

$$\mathbf{M}_* \mathbf{P}_*^{-1} = [1 \quad 0,9] \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 - 15p + 1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{-60p + 1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2p^2 - 15p + 1} & \frac{0,9}{-60p + 1} \end{bmatrix} . \quad (21)$$

Для зручності наступної обробки результатів обчислень поліноми в чисельниках і знаменниках останнього виразу представимо в нормальній формі з нулями й полюсами:

$$\mathbf{M}_* \mathbf{P}_*^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{0,5}{(-p + 7,433)(-p + 0,06727)} & \frac{0,015}{-p + 0,01667} \end{bmatrix} . \quad (22)$$

На підставі виразів (20) (після Ермітового сполучення $\mathbf{\Gamma}^{-1}$) і (22), одержимо

$$\mathbf{\Gamma}_*^{-1} \mathbf{M}_* \mathbf{P}_*^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{(-p + 0,01667) \cdot 0,5}{(-p + 7,432)(-p + 0,09564)(-p + 0,01911)} \\ \frac{0,015 \cdot (-p + 7,433)(-p + 0,06727)}{(-p + 7,432)(-p + 0,09564)(-p + 0,01911)} \end{bmatrix} . \quad (23)$$

Представимо вирази (15) у вигляді матриці-рядка:

$$\mathbf{N}_0 + \mathbf{N}_+ + \mathbf{N}_- = [N_{11} \quad N_{12}] . \quad (24)$$

$$\begin{aligned}
N_{11} &= \frac{0,25 \cdot (-p + 0,016667) \cdot \sigma_{\omega}}{(-p + 0,09564)(-p + 0,01911)(-p + 7,432)(p + 7,433)(p + 0,016667) \cdot \sqrt{\pi}} = \\
&= \frac{\sigma_{\omega}}{\sqrt{\pi}} \cdot \left(\frac{-3,031799 \cdot 10^{-4}}{p + 7,433} + \frac{2,6996 \cdot 10^{-2}}{p + 6,727 \cdot 10^{-2}} \right) . \\
N_{12} &= \frac{0,015 \cdot 0,016667 \cdot (-p + 0,06727)(-p + 7,433) \cdot \sigma_{\omega}}{(-p + 0,09564)(-p + 0,01911)(-p + 7,432)(p + 0,016667) \cdot \sqrt{\pi}} = \\
&= \frac{\sigma_{\omega} \cdot 5,223357 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{\pi} \cdot (p + 1,6667 \cdot 10^{-2})} .
\end{aligned}$$

Виконуючи сепарацію підоператорного виразу (24) методом невизначених коефіцієнтів, одержимо:

$$\mathbf{N}_0 + \mathbf{N}_+ = \begin{bmatrix} \frac{0,026693 \cdot (p + 7,517) \cdot \sigma_{\omega}}{(p + 7,433)(p + 0,06727) \cdot \sqrt{\pi}} & \frac{5,223357 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_{\omega}}{(p + 1,6667 \cdot 10^{-2}) \cdot \sqrt{\pi}} \end{bmatrix} .$$

Помножимо Γ^{-1} на щойно отриманий вираз:

$$\Gamma^{-1}(\mathbf{N}_0 + \mathbf{N}_+) = [f_{11} \quad f_{12}] . \quad (25)$$

$$\begin{aligned}
f_{11} &= \frac{(p + 0,06727)(p + 0,016667)(p + 7,433)(p + 7,517) \cdot 0,026693 \cdot \sigma_{\omega}}{(p + 0,09564)(p + 0,01911)(p + 7,432)(p + 7,433)(p + 0,06727) \cdot \sqrt{\pi}} = \\
&= \frac{(p + 0,016667)(p + 7,517) \cdot 0,026693 \cdot \sigma_{\omega}}{(p + 0,09564)(p + 0,01911)(p + 7,432) \cdot \sqrt{\pi}} . \\
f_{12} &= \frac{(p + 0,06727)(p + 0,016667)(p + 7,433) \cdot 5,223357 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_{\omega}}{(p + 0,09564)(p + 0,01911)(p + 7,432)(p + 0,016667) \cdot \sqrt{\pi}} = \\
&= \frac{(p + 0,06727)(p + 7,433) \cdot 5,223357 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_{\omega}}{(p + 0,09564)(p + 0,01911)(p + 7,432) \cdot \sqrt{\pi}} .
\end{aligned}$$

З огляду на (16), за допомогою *MATLAB 6.5* визначаємо оптимальну передатну функцію \mathbf{F}_u замкненої системи (див. рис. 4):

$$\mathbf{F}_u = \begin{bmatrix} \frac{3,324 \cdot 10^{-4} p^2 + 2,497 \cdot 10^{-3} p + 4,15 \cdot 10^{-5}}{p^3 + 7,547 p^2 + 0,8546 p + 0,01358} & - \frac{0,05223 p^2 + 0,3918 p + 0,02612}{p^3 + 7,547 p^2 + 0,8546 p + 0,01358} \end{bmatrix} .$$

Тепер відшукаємо передатну функцію \mathbf{F}_x замкненої системи (див. рис. 4).

Відповідно до виразу (12),

$$\mathbf{F}_x = \mathbf{P}^{-1}(\mathbf{M} \mathbf{F}_u + \mathbf{E}_2) .$$

Поетапно підставимо в цей вираз вже знайдені нами величини.

$$(\mathbf{M} \mathbf{F}_u + \mathbf{E}_2) = \begin{bmatrix} \frac{(p + 7,432)(p + 0,1233)(p + 0,01848)}{(p + 7,432)(p + 0,09564)(p + 0,01911)} \\ \frac{0,052234 \cdot (p + 0,06727)(p + 7,433)}{(p + 7,432)(p + 0,09564)(p + 0,01911)} \end{bmatrix}$$

$$\left[\frac{0,024024 \cdot (p+7,517)(p+0,01667)}{(p+7,432)(p+0,09564)(p+0,01911)} \cdot \frac{(p+0,1203)(p+0,04149)(p+7,432)}{(p+7,432)(p+0,09564)(p+0,01911)} \right]$$

Помноживши останній вираз на співвідношення (4), знайдемо передатну функцію F_x :

$$F_x = \left[\frac{0,5 \cdot (p+0,01848)(p+0,1233)}{(p+7,433)(p+0,09564)(p+0,06727)(p+0,01911)} \cdot \frac{0,026117}{(p+7,432)(p+0,09564)(p+0,01911)} \cdot \frac{0,00040039 \cdot (p+7,517)}{(p+0,01911)(p+0,09564)(p+7,432)} \cdot \frac{0,016667 \cdot (p+0,1203)(p+0,04149)}{(p+0,01667)(p+0,01911)(p+0,09564)(p+7,432)} \right]$$

Тепер необхідно відшукати F_x^{-1} .

Після ряду спрощень запишемо:

$$F_x^{-1} = \frac{(p+0,09564)(p+0,019)(p+7,432)}{(p+0,01329)(p+0,0037)(p+0,0749)(p+0,2104)} \times \left[\begin{aligned} & 2 \cdot (p+0,1203)(p+0,06727)(p+0,04142) \\ & - 0,048046 \cdot (p+7,517)(p+0,06727)(p+0,01667) \\ & - 3,134 \cdot (p+0,06727)(p+0,01667) \\ & + 59,9988(p+0,19)(p+0,01667)(p+0,1233) \end{aligned} \right]$$

І, нарешті, по формулі (11) визначимо передатну функцію оптимального регулятора:

$$W_p = F_u F_x^{-1} = [W_{11} \quad W_{12}]$$

$$W_{11} = -5,0876 \cdot 10^{-2} p - 3,64 \cdot 10^{-1} + \frac{1,26 \cdot 10^{-1}}{p+2,104 \cdot 10^{-1}} + \frac{-3,35 \cdot 10^{-4}}{p+7,49 \cdot 10^{-2}} + \frac{-1 \cdot 10^{-2}}{p+1,329 \cdot 10^{-2}} + \frac{4,2 \cdot 10^{-2}}{p+3,7 \cdot 10^{-3}} ; \quad (26)$$

$$W_{12} = -3,134 p - 23,507 + \frac{8,04 \cdot 10^{-1}}{p+2,104 \cdot 10^{-1}} + \frac{-1,24 \cdot 10^{-1}}{p+7,49 \cdot 10^{-2}} + \frac{7,05 \cdot 10^{-1}}{p+1,329 \cdot 10^{-2}} + \frac{2,98}{p+3,7 \cdot 10^{-3}} . \quad (27)$$

Для перевірки оптимальності параметрів настроювання регулятора в програмному середовищі *Simulink* було проведено комп'ютерне моделювання двомірної САК процесом активного вентилявання. У ході моделювання з'ясувалося, що регулятор САК може бути істотно спрощений. Так відкидання в передаточних функціях W_{11} (по каналу температура-температура) і W_{12} (по каналу температура-

вологість) чотирьох останніх доданків не робить істотного впливу на роботу системи.

На рис. 5 представлені графіки перехідних процесів у системі по двох каналах відповідно до співвідношень (26), (27) і практично співпадаючі з ними графіки «усіченого» регулятора, з параметрами

$$W_{11} = -5,0876 \cdot 10^{-2} p - 3,64 \cdot 10^{-1} ; \quad (28)$$

$$W_{12} = -3,134 p - 23,507 . \quad (29)$$

Спрощення передатних функцій регулятора до вигляду (28), (29) дозволяє легше реалізувати його на практиці.

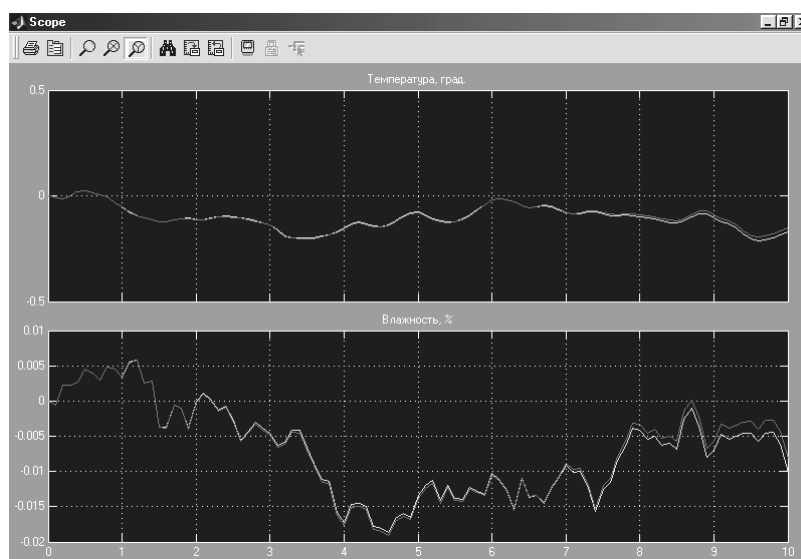


Рисунок 5 – Графіки перехідних процесів у САК по температурі й вологості

Аналіз графіків рис. 5 показав, що відхилення по температурі зерна не перевищують $0,2^{\circ}\text{C}$, а по його вологості – $0,02\%$. Бачимо, що обрані параметри регулятора дозволяють повністю задовольнити поставлені до останнього вимоги.

Список літератури

1. Анискин В. И., Рыбарух В. А. Теория и технология сушки во временной консервации зерна активным вентилированием. – М.: ВИМ, 1972. – 174 с.
2. Автоматизация технологических процессов пищевых производств / Под ред. Е. Б. Карпина. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 432 с.
3. Фельдбаум А. А. Основы теории оптимальных автоматических систем. – М.: Госфизматгиз, 1963. – 552 с.
4. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. Пер. с англ. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 832 с.
5. Автоматика и автоматизация производственных процессов / И. И. Мартыненко, Б. Л. Головинский, Р. Д. Проценко, Т. Ф. Резниченко. – М.: Агропромиздат, 1985. – 335 с.
6. Блохин Л. Н. Оптимальные системы стабилизации. – К.: Техніка, 1982. – 144 с.

На основе специальных алгоритмов обработки матриц-векторов входных и выходных сигналов определены оптимальные параметры настройки регулятора многомерной системы автоматического управления активным вентилированием зерна.

On the basis of special algorithms of matrixes-vectors processing of entrance and target signals the regulators optimum settings of the multi-channel automatic control system by active ventilate of a grain are determined.

Аналіз даних метеорологічних спостережень за інтенсивністю сонячної радіації в Кіровоградському регіоні з метою створення системи автоматичного керування автономним енергопостачанням на основі сонячно-вітрових установок

В статті проаналізовано дані метеоспостережень за сонячним випромінюванням, визначено закони розподілу інтенсивності сонячної радіації та за допомогою методу Монте-Карло проведено моделювання інтенсивності сонячного випромінювання в Кіровоградському регіоні. **відновлювані джерела енергії, інтенсивність сонячної радіації, автоматизація автономного енергопостачання, закон розподілу, моделювання, метод Монте-Карло, імовірнісний розподіл**

Відомо, що в багатьох країнах, і в Україні також, внаслідок нестачі власних традиційних енергоресурсів, існує енергетична криза. Дуже гостро ця проблема стосується енергопостачання автономних споживачів. Використання відновлюваних джерел енергії є одним із шляхів вирішення цієї проблеми. Найрозповсюдженішим альтернативним джерелом енергії є сонячна енергія. Для автоматизації енергопостачання автономних споживачів за допомогою сонячних установок, необхідно мати дані про характер розподілу інтенсивності сонячного випромінювання в даній місцевості. Оскільки, на основі отриманих залежностей можна моделювати процес автоматизованого енергопостачання автономних споживачів.

З приводу використання нетрадиційних джерел енергії за останні роки опубліковано багато наукових робіт. Дослідження в цій галузі проводилися багатьма вченими. Серед них можна виділити: д.т.н. Кудря С. О., д.т.н. Резцов В. Ф., д.т.н. Каплун В. В., к.т.н. Кирпатенко І. М., к.т.н. Новаківський С. В. та ін.

Метою статті є визначення імовірнісного закону розподілу інтенсивності сонячної радіації на основі даних метеорологічних спостережень в Кіровоградському регіоні.

На сьогоднішній момент об'єктивних даних для Кіровоградського регіону, які можна було б використовувати для моделювання процесу автоматизованого енергопостачання автономних споживачів на основі сонячної енергії, не існує.

Таким чином, виникає потреба у розв'язанні наступних задач:

- накопичення даних з інтенсивності сонячної радіації в регіоні;
- обробка даних та визначення імовірнісних характеристик розподілу інтенсивності сонячної радіації;
- визначення закону розподілу сонячної радіації.

Тому на кафедрі автоматизації виробничих процесів Кіровоградського національного технічного університету з 01.07.2008 р. розпочато експериментальні дослідження з використанням цифрової погодної метеостанції «Vantage Pro2TM» (виробник Davis Instruments Corp., Каліфорнія, США), яка має в своєму складі датчик сонячної радіації «Davis SR Sensor».

Відображення даних з метеостанції відбувається за допомогою консолі та програмного забезпечення «WeatherLink».

Метеорологічні дані надходять до станції постійно. Можливості програмного забезпечення дають змогу відображувати дані в різних інтервалах часу. Відображення даних з інтенсивності сонячної радіації в Кіровоградському регіоні наведено на рис. 1.

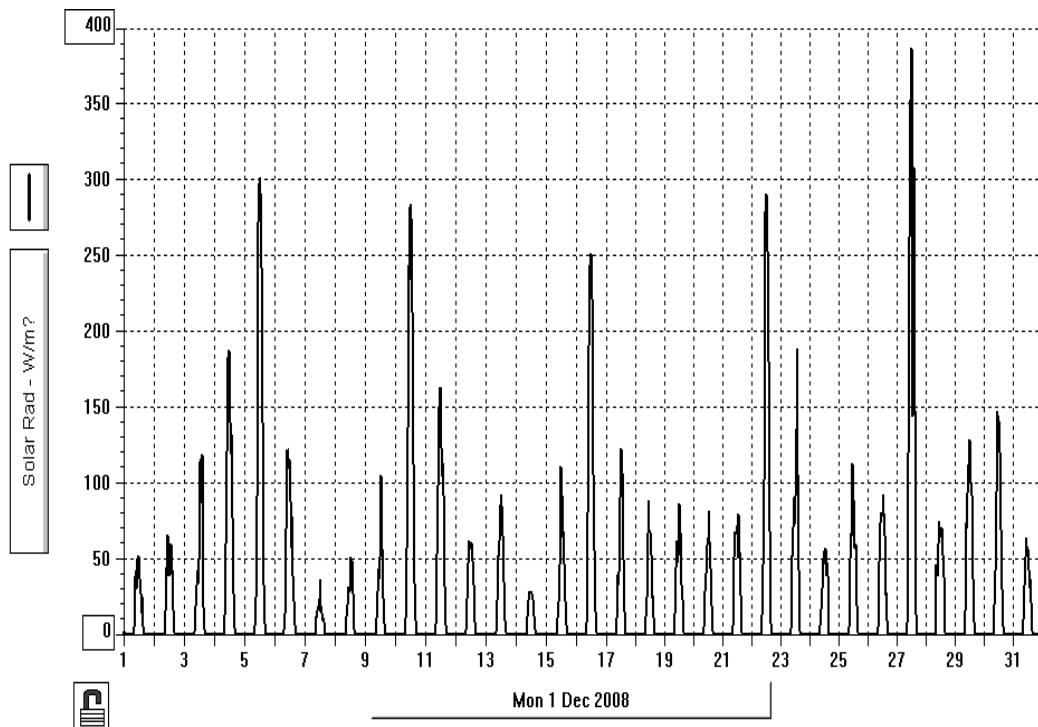


Рисунок 1 – Інтенсивність сонячної радіації в Кіровоградському регіоні у грудні 2008 року

Представлений на рис. 1 вигляд кривої інтенсивності сонячної радіації не дає змогу визначити імовірнісні характеристики розподілу сонячної енергії. Тому виникає потреба в обробці отриманих даних.

Для аналізу даних метеоспостережень за інтенсивністю сонячної радіації пропонується наступна методика, запропонована в [1].

Для аналізу було використано дані за півроку (осінь та зима 2008-2009 рр.). Метеорологічна станція виконує заміри інтенсивності сонячної радіації щохвилинно, а кожні 30 хвилин відображає середнє значення. Для подальшої обробки даних всі значення розподілимо таким чином, щоб визначити кількість повторень значень інтенсивності сонячної радіації протягом всього періоду дослідження кожні 30 хвилин. В нашому випадку відомо, що за даний період максимальною була інтенсивність сонячного випромінювання 820 Вт/м^2 , і вона повторилася лише один раз о 12 годині. На відміну, інтенсивність 0 Вт/м^2 повторювалась 181 раз кожні 30 хвилин з 20 години по 06.30 ранку, а о 12 годині вона жодного разу не повторювалась.

Обробка даних полягає в наступному:

1. Визначаємо загальну кількість вимірювань. В нашому випадку вона становить $N=8688$.

2. Сортуємо результати вимірювань інтенсивності сонячної радіації за величиною з кроком $\Delta S=10 \text{ Вт/м}^2$. Тобто в групі з інтенсивністю 0 Вт/м^2 , 10 Вт/м^2 , 20 Вт/м^2 , ..., 820 Вт/м^2 .

3. Будуємо гістограму розподілу інтенсивності сонячної радіації. Для цього необхідно в кожній групі підрахувати кількість вимірювань $\Delta N(S)$. На рис. 2 представлена гістограма розподілу інтенсивності сонячної радіації.

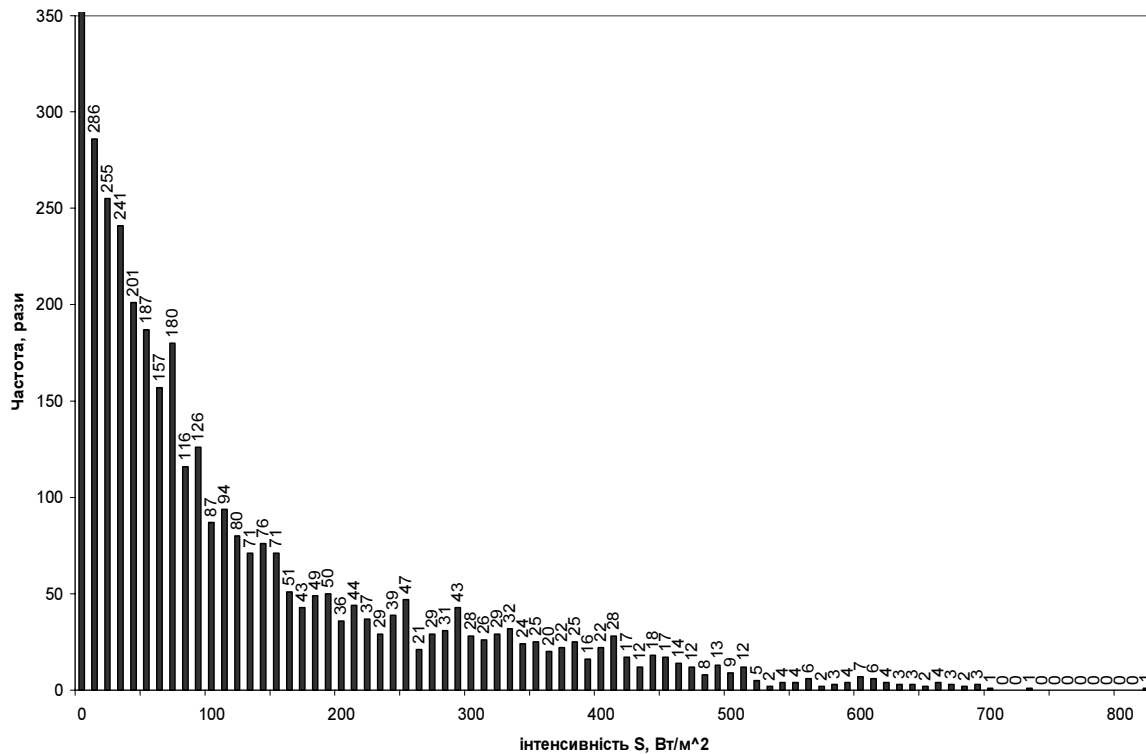


Рисунок 2 – Гістограма розподілу інтенсивності сонячної радіації

4. Розраховуємо щільність функції розподілу інтенсивності сонячного випромінювання, або іншими словами – кількість вимірювань в обраному інтервалі – $(\Delta N(S) / \Delta S)$.

5. Далі визначаємо імовірнісний розподіл інтенсивності сонячної радіації, за допомогою виразу [1]:

$$\Phi_S = \frac{\Delta N(S)}{N}. \quad (1)$$

Результати статистичної обробки інтенсивності сонячної радіації зведені в табл. 1.

Значення функції Φ_S зворотно пропорційне інтенсивністному інтервалу (див. табл. 1). Добуток $(\Phi_S \cdot \Delta S)$ можна інтерпретувати як частина року, протягом якої інтенсивність сонячної радіації має значення розташовані в інтервалі $(S + \Delta S)$. На рис. 3 представлена залежність Φ_S від S .

Аналіз базується на статистичній обробці результатів систематичних вимірювань інтенсивності сонячного випромінювання протягом шести місяців. Важливо, щоб була можливість аналітичного розрахунку техніко-економічних характеристик сонячних установок, тому для зменшення кількості вимірювань інтенсивності сонячної радіації, зручно мати аналітичні вирази функцій, які відповідали б експериментальним даним.

Таблиця 1 – Результати статистичної обробки вимірювань інтенсивності сонячної радіації

S, Вт/м ²	ΔN(S)	ΔN(S) / ΔS	Φ _S , (Вт/м ²) ⁻¹
0	5412	541,20	0,6229
10	286	28,60	0,0329
20	255	25,50	0,0294
30	241	24,10	0,0277
40	201	20,10	0,0231
50	187	18,70	0,0215
60	157	15,70	0,0181
70	180	18,00	0,0207
80	116	11,60	0,0134
90	126	12,60	0,0145
100	87	8,70	0,0100
110	94	9,40	0,0108
120	80	8,00	0,0092
130	71	7,10	0,0082
140	76	7,60	0,0087
150	71	7,10	0,0082
160	51	5,10	0,0059
170	43	4,30	0,0049
180	49	4,90	0,0056
190	50	5,00	0,0058
200	36	3,60	0,0041
210	44	4,40	0,0051
220	37	3,70	0,0043
230	29	2,90	0,0033
240	39	3,90	0,0045
250	47	4,70	0,0054
260	21	2,10	0,0024
270	29	2,90	0,0033
280	31	3,10	0,0036
290	43	4,30	0,0049
300	28	2,80	0,0032
310	26	2,60	0,0030
320	29	2,90	0,0033
330	32	3,20	0,0037
340	24	2,40	0,0028
350	25	2,50	0,0029
360	20	2,00	0,0023
370	22	2,20	0,0025
380	25	2,50	0,0029
390	16	1,60	0,0018
400	22	2,20	0,0025
410	28	2,80	0,0032

S, Вт/м ²	ΔN(S)	ΔN(S) / ΔS	Φ _S , (Вт/м ²) ⁻¹
420	17	1,70	0,0020
430	12	1,20	0,0014
440	18	1,80	0,0021
450	17	1,70	0,0020
460	14	1,40	0,0016
470	12	1,20	0,0014
480	8	0,80	0,0009
490	13	1,30	0,0015
500	9	0,90	0,0010
510	12	1,20	0,0014
520	5	0,50	0,0006
530	2	0,20	0,0002
540	4	0,40	0,0005
550	4	0,40	0,0005
560	6	0,60	0,0007
570	2	0,20	0,0002
580	3	0,30	0,0003
590	4	0,40	0,0005
600	7	0,70	0,0008
610	6	0,60	0,0007
620	4	0,40	0,0005
630	3	0,30	0,0003
640	3	0,30	0,0003
650	2	0,20	0,0002
660	4	0,40	0,0005
670	3	0,30	0,0003
680	2	0,20	0,0002
690	3	0,30	0,0003
700	1	0,10	0,0001
710	0	0,00	0,0000
720	0	0,00	0,0000
730	1	0,10	0,0001
740	0	0,00	0,0000
750	0	0,00	0,0000
760	0	0,00	0,0000
770	0	0,00	0,0000
780	0	0,00	0,0000
790	0	0,00	0,0000
800	0	0,00	0,0000
810	0	0,00	0,0000
820	1	0,10	0,0001
Разом	8688	868,80	1,0000

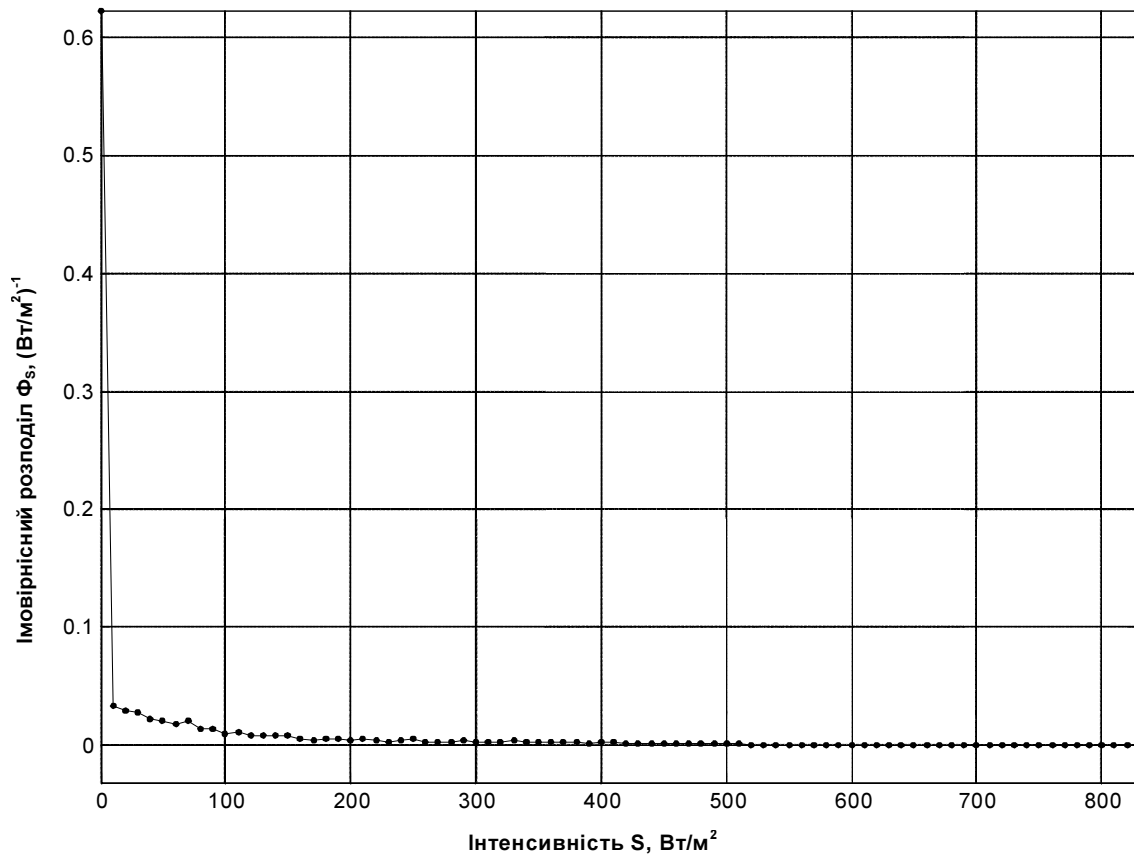


Рисунок 3 – Імовірнісний розподіл інтенсивності сонячної радіації

Для того щоб визначити закон розподілу інтенсивності сонячної радіації, скористаймося засобами програмного пакету Matlab[®]. Отже, за допомогою модуля «Toolboxes» Matlab[®], було визначено, що найкращою збіжністю результатів спостережень із розрахунковими величинами володіють:

а) експоненціальний закон:

$$\Phi_S = a \cdot \exp(b \cdot S); \quad (2)$$

б) розподіл Гауса:

$$\Phi_S = a_1 \cdot \exp\left[-\left(\frac{S-b_1}{c_1}\right)^2\right] + a_2 \cdot \exp\left[-\left(\frac{S-b_2}{c_2}\right)^2\right], \quad (3)$$

де a , b та c – параметри розподілу.

Для експоненційного розподілу параметри $a = 0.6228$ та $b = -0.2839$. Для розподілу Гауса параметри дорівнюють: $a_1 = 0.5944$, $b_1 = -4 \cdot 10^6$; $c_1 = 4.672$; $a_2 = 0.03829$, $b_2 = -119.8$; $c_2 = 220.3$. Далі необхідно побудувати графіки аналітичних функцій Φ_S для умов Кіровограда, наведені на рис. 4 та рис. 5. Візуально помітно, що розподіл Гауса із знайденими параметрами більш точно відображає залежності, отримані експериментально.

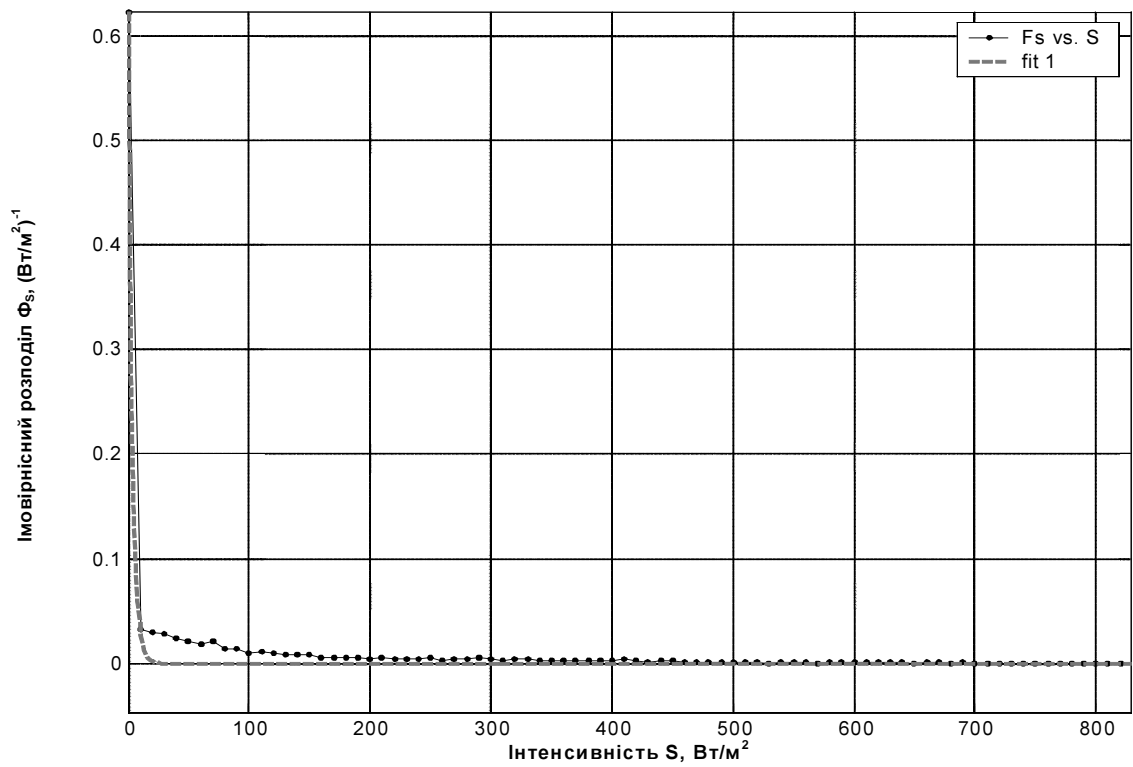


Рисунок 4 - Імовірнісний розподіл інтенсивності сонячного випромінювання, отриманий аналітично (експоненційний закон)

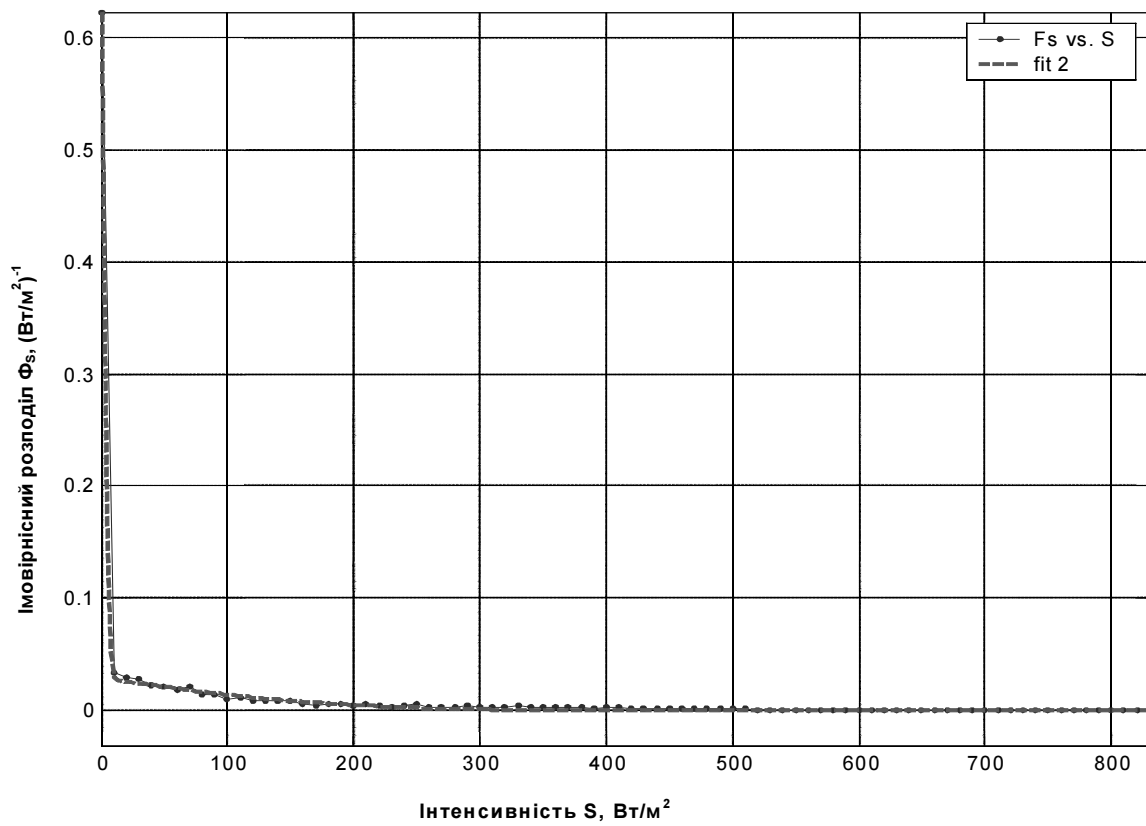


Рисунок 5 - Імовірнісний розподіл інтенсивності сонячного випромінювання, отриманий аналітично (розподіл Гауса)

Для моделювання роботи системи автономного енергопостачання та програмування мікроконтролера системи автоматичного керування процесом енергопостачання автономних споживачів з використанням сонячних установок, недостатньо мати дані, наведені в табл. 1 та на рис. 5. Оскільки, метою даного моделювання є оптимізація параметрів складових частин системи автоматизованого енергопостачання, яка повинна виконувати перерозподіл наявної енергії, в залежності від потреб споживача. Адже потреби споживача не завжди можуть співпадати з потенціалом сонячного випромінювання в конкретний момент часу. Тому, виникає необхідність у визначенні появи сонячного випромінювання з різною інтенсивністю.

Моделювання появи сонячної радіації з різною інтенсивністю було проведено із застосуванням методу Монте-Карло.

Метод Монте-Карло, це метод статистичного моделювання, базується на отриманні великої кількості реалізацій стохастичного процесу, який формується таким чином, щоб його імовірнісні характеристики співпадали з аналогічними величинами задачі, що вирішується [2].

Математичним підґрунтям методу є закон великих чисел, розроблений російським математиком Чебишевим. В загальному вигляді цей закон відображається таким чином:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} P \left(\left| \frac{\sum x_i}{N} - M(x) \right| < \varepsilon \right) \rightarrow 1, \quad (4)$$

де P – імовірність складної події;

$M(x)$ – математичне сподівання випадкової величини;

$\frac{\sum x_i}{N}$ - середнє арифметичне спостережень значень;

N – кількість дослідів (реалізацій);

ε – нескінченно мале додатне число.

Підставивши значення випадкової величини (S) та відповідні їй імовірності в формулу математичного сподівання, було отримано:

$$M(x) = \sum_{i=1}^{83} x_i \cdot P = 53.2597. \quad (5)$$

Окремим випадком закону великих чисел є теорема Бернуллі, що аналітично записується так:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} P \left(\left| \frac{m_i}{N} - p \right| < \varepsilon \right) \rightarrow 1, \quad (6)$$

де m_i – кількість появи події (частота);

$\frac{m_i}{N}$ - частість події;

p – імовірність події A .

Закон великих чисел (теорема Чебишева) та теорема Бернуллі говорять, що при проведенні досить великої кількості випробувань отримані статистичні характеристики (середні значення) можуть розглядатись як істинні. Вказане положення складає

математичну основу методу статистичного моделювання, що носить назву методу Монте-Карло [3].

Розглянутий щойно метод було застосовано для моделювання величин інтенсивності сонячної радіації у різні місяці за півроку. Оскільки всі дані метеорологічних вимірювань були розсортовані у групи із кроком 10 Вт/м^2 , було використано метод Монте-Карло для дискретної величини. Якщо дискретна величина задана достатньо довгим рядом розподілу і якщо при цьому необхідно, щоб результат обчислень мало відрізнявся від істинного значення, то в цьому випадку обчислення проводять за допомогою персонального комп'ютера. Задача суттєво спрощується, оскільки нами було виведено закон розподілу інтенсивності сонячної радіації у Кіровоградському регіоні (див. рис. 5).

Було побудовано інтегральну характеристику імовірності за нашими аналітичними даними, яку наведено на рис. 6.

Після цього за допомогою генератора випадкових чисел, було отримано яке-небудь число, яке звірялося з інтегральною характеристикою. Далі йому присвоювалось певне значення модельованій нами інтенсивності сонячної радіації, в залежності від того, в якій інтервал потрапляє згенероване випадкове число. Наприклад, якщо воно належить інтервалу $[0,7129; 0,736]$, приймається інтенсивність сонячного випромінювання 40 Вт/м^2 ; якщо ж випадкове число належить інтервалу $[0,9999; 1,0000]$ – 820 Вт/м^2 і т.д. При цьому проведення 1000 випробувань дає абсолютну похибку близько 2%. Із збільшенням кількості випробувань похибка прямує до 0.

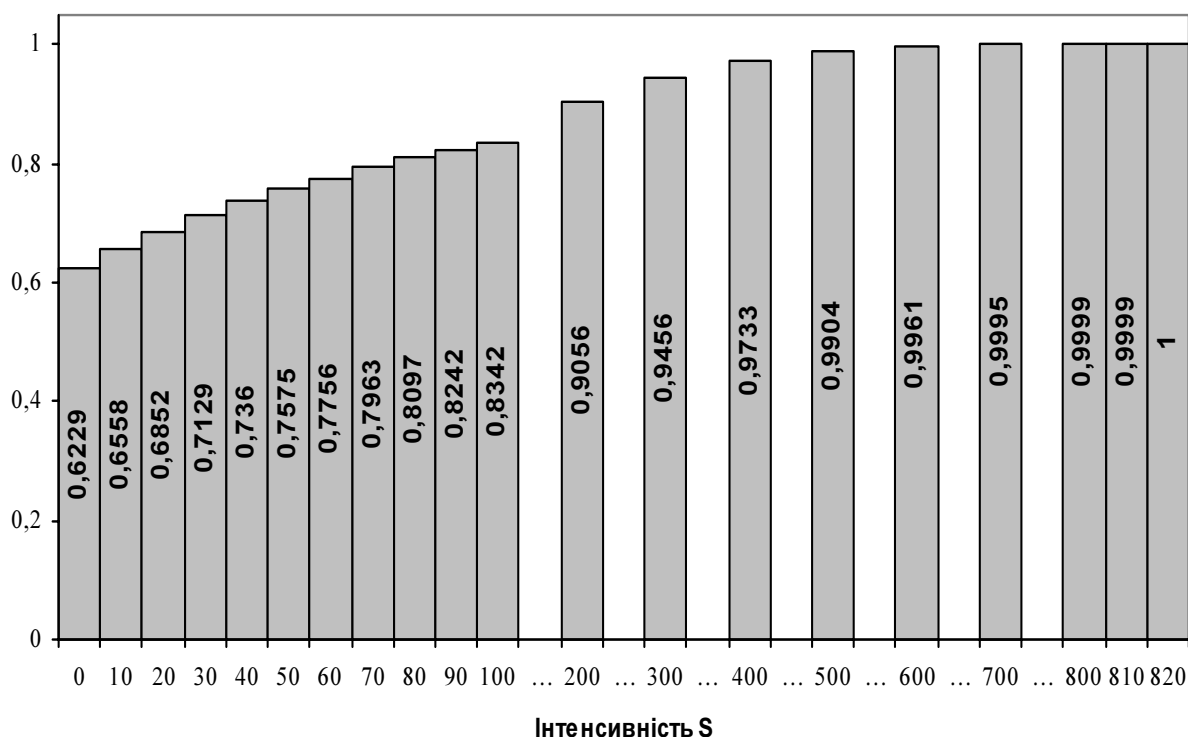


Рисунок 6 – Інтегральна характеристика імовірності

Висновки. В ході проведеного аналізу даних за півроку метеоспостережень в умовах Кіровоградського регіону були вперше одержані імовірнісні характеристики та закони розподілу сонячного потенціалу.

Визначено коефіцієнти аналітичних виразів функцій, які відповідають експериментальним даним. Найкращою збіжністю результатів спостережень із розрахунковими величинами володіє розподіл Гауса.

Дану методику можна використовувати для одержання характеристик та законів розподілу інтенсивності сонячного випромінювання на основі даних метеоспостережень для умов інших регіонів та місцевостей.

Наявність статистичних закономірностей, одержаних на основі регулярних метеоспостережень в конкретній місцевості суттєво спрощує методику визначення енергопотенціалів та обчислення техніко-економічних показників системи автоматизованого енергопостачання автономних споживачів із використанням відновлюваних джерел енергії і дозволяє провести комп'ютерне моделювання роботи останньої.

Оскільки для точної оцінки сонячного потенціалу необхідні багаторічні спостереження, результати розрахунку будуть підкореговані після накопичення даних метеорологічних вимірювань тривалий період.

Список літератури

1. Твайдел Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат. 1990. – 392 с.: ил.
2. Завадский Ю.В. Моделирование случайных процессов. – М.: ВИНТИ, 1974. – 100 с.
3. Жесан Р. В. Автоматизация управления автономным энергопостачанием з використанням відновлювальних джерел енергії в умовах селянського (фермерського) господарства: Дис... канд. техн. наук: 05.13.07 / Кіровоградський державний технічний університет. – 2001. – 207 с.

В статье проанализировано данные метеонаблюдений за солнечным излучением, определены законы распределения интенсивности солнечной радиации и с помощью метода Монте-Карло выполнено моделирование интенсивности солнечного излучения в Кировоградском регионе.

In the article information of aerography is analysed after a sun radiation, the laws of distribution of intensity by sun radiation are certain and by the method of Monte Carlo the design of intensity by sun radiation is executed in the Kirovograd region.

Експериментальні статичні дослідження сил затиску захватних пристроїв промислових роботів

В даній статті описано експериментальні статичні дослідження сил затиску захватних пристроїв промислових роботів, які підтверджують правильність раніше виконаних теоретичних розрахунків.
захватні пристрої, експеримент, промислові роботи

Конструктивне розміщення захватного пристрою в кінці кінематичного ланцюга робота вимагає виконання точних силових розрахунків з метою забезпечення гарантованого утримування транспортованої деталі при мінімальних масо-габаритних параметрах захвату.

Авторами статті розроблено методику розрахунку силових навантажень за допомогою визначення мінімально необхідних сил затиску [1, 2, 3]. Першим кроком для перевірки результатів теоретичних розрахунків необхідних сил затиску виконана розробка схеми та методика експериментальних досліджень. Такі дослідження носять статичний характер, так як враховують дію на захватний пристрій тільки сили ваги деталі без врахування сили інерції, тому що експериментальна установка в процесі досліджень нерухома. Для надійності експериментів була розроблена спрощена двоточкова схема затиску деталі (рис.1) у відповідності до якої була розроблена конструкція експериментального захватного пристрою (рис.2).

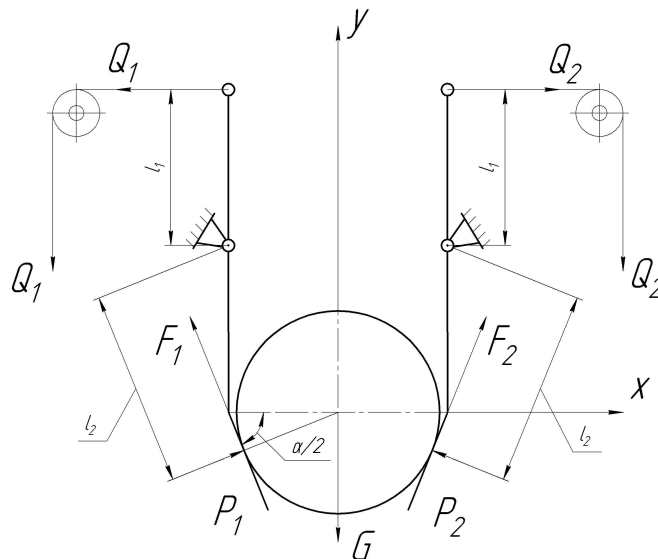


Рисунок 1 – Двоточкова схема затиску деталі

Конструкція такого пристрою представляє собою раму 1, в опорних підшипниках якої розміщені затискні важелі 2. Останні закінчуються секторною частиною 3, до якої жорстко приєднуються затискні важелі 4. Такий варіант приєднання дозволяє важелі 4 розміщувати під різними кутами по відношенню до важелів 2, що імітує утримування деталей з різними кутами призми. Важелі 2 можуть мати різну відстань між своїми опорами, що дозволяє надавати їм вертикальне положення в залежності від діаметра

утримуваної деталі та кута призми, згідно розрахункової схеми (див. рис.1). До верхніх кінців важелів 2 приєднуються гнучкі стрічки 5, які перекинуті через опорні ролики 6. До других кінців стрічок прикладаються таровані навантаження (гірі).

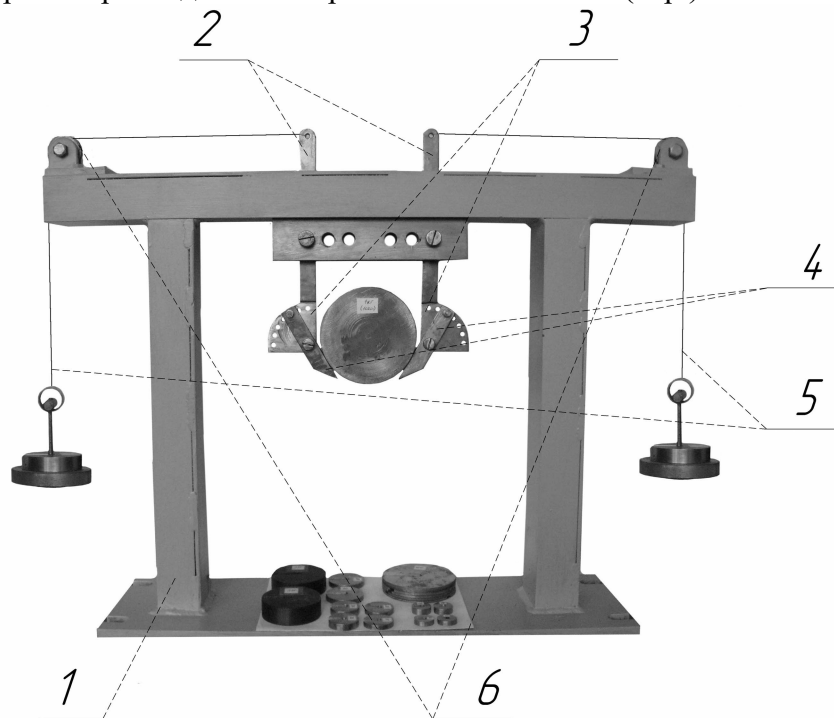


Рисунок 2 – Двоточкова конструкція експериментального захватного пристрою

Так як в експериментальних дослідженнях враховується дія тільки двох сил затиску, то для об'єктивності досліджень необхідно встановити відповідність між розрахунковою та експериментальною схемами. Основною умовою для цього є прийняте повне співпадання між цими схемами як в плані конструктивної так і силової відповідності. Виходячи з цього по розрахунковій схемі (див. рис.1) відповідно розробленій методиці мінімальні розрахункові зовнішні сили будуть:

$$Q_P = P_P \frac{l_2}{l_1} . \quad (1)$$

Таким чином виконано теоретичні розрахунки по визначенню мінімально необхідних розрахункових сил затиску (P_p) деталей вагою: 5, 10, 15, 20Н. Після цього такі деталі встановлювались в експериментальний пристрій і до важелів прикладались мінімальні сили Q_e , які забезпечують мінімальні експериментальні сили (P_e) затиску. Величину цих сил визначаємо через сили Q_e

$$P_e = Q_e \frac{l_1}{l_2} . \quad (2)$$

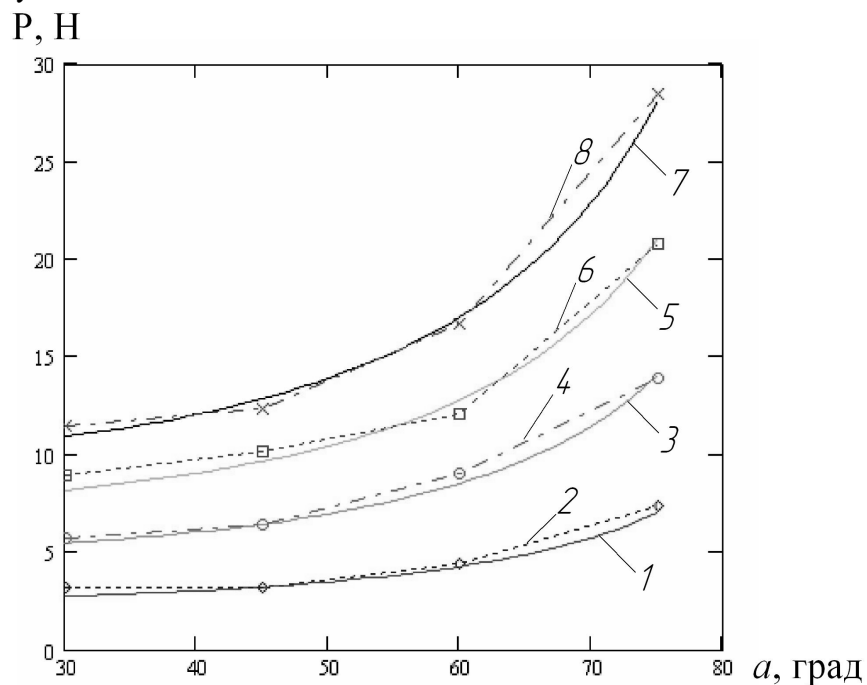
Додатковою умовою проведення експериментальних досліджень є врахування зміни кута (α) затискної призми (в розрахунках та експерименті половина кута призми ($\alpha/2$)), а відповідно і сил затиску. З урахуванням цих умов виконані дослідження, результати яких зведені до таблиці 1.

Таблиця 1 - Результати досліджень

№ експ.	Вага деталі (G), Н	Половина кута призми ($\alpha/2$)	Коефіцієнт тертя f	Розрахункові сили затиску P_p , Н	Експеримен- тальні сили затиску P_e , Н	Переда- вальне відно- шення l_1/l_2	Зовнішні сили Q_e , Н
1	5	30	0,1	2,729	3,162	1,15	2,75
2		45	0,1	3,214	3,217	0,99	3,5
3		60	0,1	4,262	4,403	0,927	4,75
4		75	0,1	7,034	7,4	0,925	8,25
5	10	30	0,1	5,458	5,75	1,15	5,0
6		45	0,1	6,428	6,435	0,99	6,75
7		60	0,1	8,524	9,038	0,927	9,75
8		75	0,1	14,068	13,875	0,925	15,75
9	15	30	0,1	8,188	8,912	1,15	7,75
10		45	0,1	9,642	10,147	0,99	10,25
11		60	0,1	12,785	12,051	0,927	14,0
12		75	0,1	21,102	20,813	0,925	23,5
13	20	30	0,1	10,917	11,5	1,15	10,0
14		45	0,1	12,856	12,375	0,99	13,5
15		60	0,1	17,047	16,686	0,927	18,75
16		75	0,1	28,136	28,444	0,925	31,0

За результатами досліджень побудовані графіки (рис.3), де суцільною лінією наведені розрахункові залежності сил затиску (P_p) від кута утримування (α) деталі, а пунктиром експериментальні графіки (P_e).

По наведеним даним видно, що експериментальні дані досить близько співпадають з розрахунковими. Величина експериментальних сил на 1 - 3% відрізняється від розрахункових, що визвано наявністю тертя в шарнірах експериментальної установки.

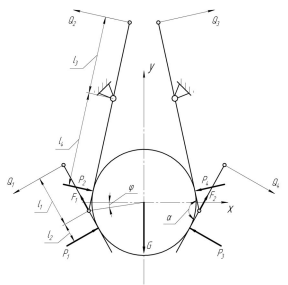
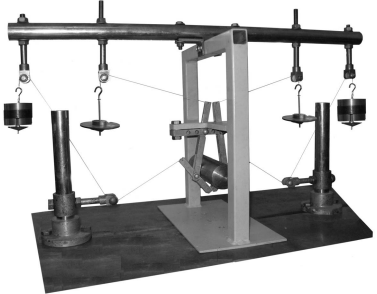
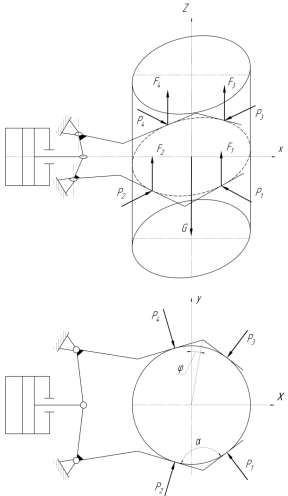
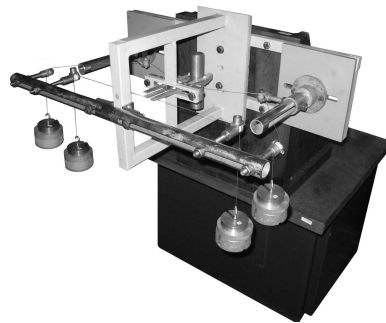
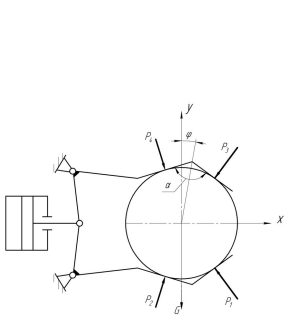
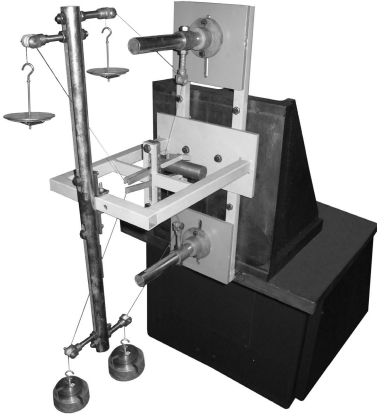


де 1,2 - (G=5Н); 3,4 - (G=10Н); 5,6 - (G=15Н); 7,8 - (G=20Н)

Рисунок 3 – Розрахункові (1, 3, 5, 7) та експериментальні (2, 4, 6, 8) криві залежності сил затиску від кута призми α

Для більш повної перевірки правильності теоретичних досліджень були розроблені конструкції експериментальних захватних пристроїв, які забезпечують чотири точки затиску утримуваної деталі (табл.2). В цих конструкціях має місце повне співпадіння між розрахунковими схемами, що описані в роботах [1, 2, 3]. Такі варіанти затиску деталі дозволяють імітувати різні просторові орієнтації захватного пристрою, а відповідно і варіанти силового його навантаження. В даних дослідженнях також розглядався статичний характер навантаження.

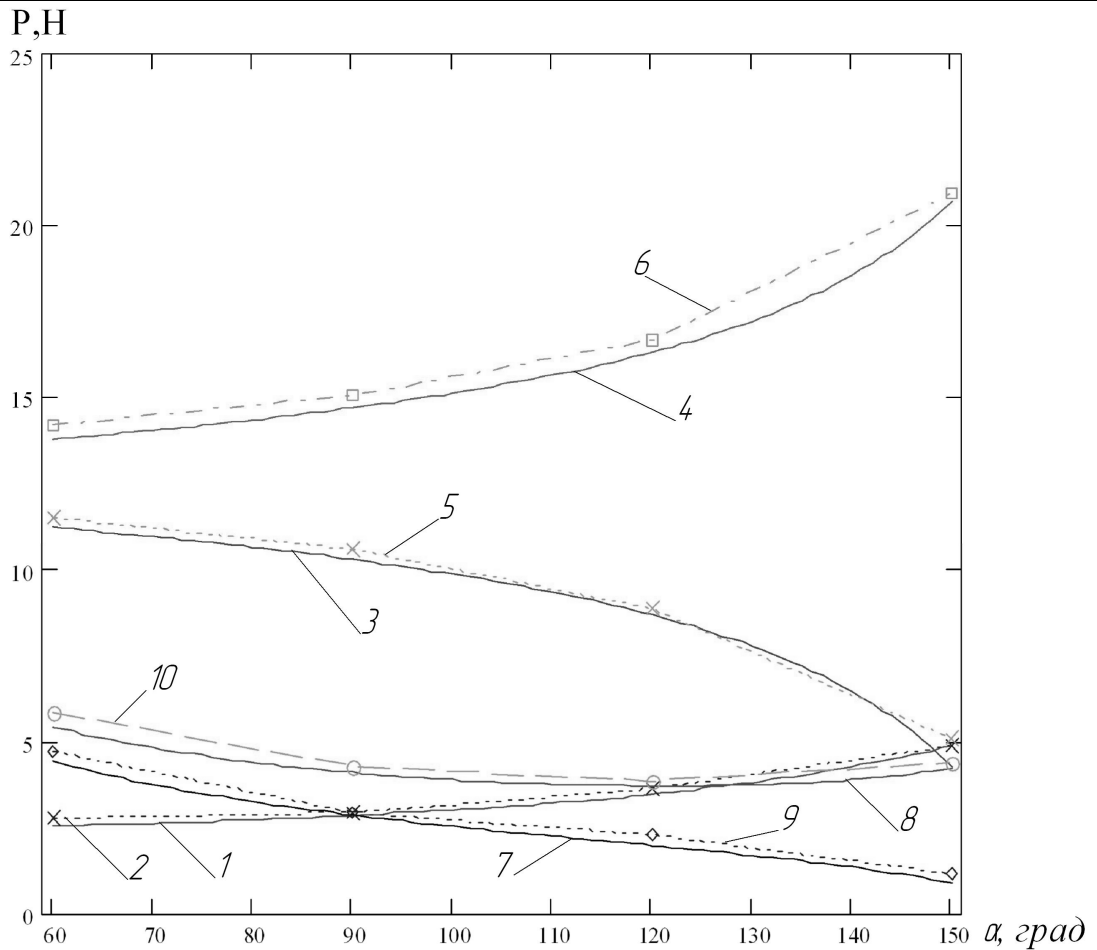
Таблиця 2 - Чотириточкові статичні експериментальні дослідження

№	Схема затиску деталі	Конструкція експериментального захватного пристрою	Розрахункові сили затиску
1		$P_{p1} = \frac{G}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]}$ $P_{p2} = 0;$ $P_{p3} = \frac{G}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]}$ $P_{p4} = 0$	
2		$P_{p1} = \frac{G \cos(\alpha/2 + \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]}$ $P_{p2} = \frac{G \cos(\alpha/2 - \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]}$ $P_{p3} = \frac{G \cos(\alpha/2 + \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]}$ $P_{p4} = \frac{G \cos(\alpha/2 - \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]}$	
3		$P_{p1} = \frac{G \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha},$ $P_{p2} = \frac{G \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha},$ $P_{p3} = 0,$ $P_{p4} = 0$	

По результатам досліджень наведені комплексні графіки (рис.4), котрі були побудовані за результатами розрахунків, які відповідають трьом видам розміщення експериментального захватного пристрою (табл.2). Вихідні дані зведено в таблицю 3.

Таблиця 3 - Вихідні дані для побудови комплексного графіка залежності сил затиску від кута призми α

№ експерим.	Вид розміщ. ЗП (табл.2)	Вага дет. (G), Н	Вихідні дані			Розрахункові дані				Експериментальні дані			
			α	φ	f	P_{p1}	P_{p2}	P_{p3}	P_{p4}	P_{e1}	P_{e2}	P_{e3}	P_{e4}
1	1	5	60	10	0,1	2,73	2,73	0	0	3,16	3,16	0,75	0,75
2			90	10	0,1	3,21	3,21	0	0	3,22	3,22	0,75	0,75
3			120	10	0,1	4,26	4,26	0	0	4,4	4,4	0,75	0,75
4			150	10	0,1	7,03	7,03	0	0	7,4	7,4	0,75	0,75
5	2	5	60	10	0,1	11,23	13,77	11,23	13,77	10,49	13,35	10,49	13,35
6			90	10	0,1	10,3	14,7	10,3	14,7	10,8	15,04	10,8	15,04
7			120	10	0,1	8,68	16,32	8,68	16,32	8,89	16,91	8,89	16,91
8			150	10	0,1	4,27	20,73	4,27	20,73	5,07	21,86	5,07	21,86
13	3	5	60	10	0,1	4,42	5,43	0	0	4,82	5,84	0,75	0,7
14			90	10	0,1	2,87	4,1	0	0	2,7	4,28	0,75	0,7
15			120	10	0,1	1,98	3,71	0	0	2,27	3,38	0,75	0,7
16			150	10	0,1	0,87	4,23	0	0	1,17	5,12	0,75	0,7



де 1,2 – (вертикальне розташування захватного пристрою); 3,4,5,6 - (горизонтальне розташування захватного пристрою та вертикальна орієнтація вісі деталі); 7,8,9,10 - (горизонтальне розташування захватного пристрою та горизонтальна орієнтація вісі деталі)

Рисунок 4 – Розрахункові (1, 3, 4, 7, 8) та експериментальні (2, 5, 6, 9, 10) криві залежності сил затиску від кута призми α

Із даних, представлених в табл. 3 та на графіках, впливає результат подібний до вищенаведеного, що вказує на незначну (1-3g) розбіжність між розрахунковими та експериментальними. На графіках розрахункові залежності представлені суцільною лінією, а експериментальні – пунктирною. Все це підтверджує обґрунтованість виконаних теоретичних розрахунків та зроблених на їх основі висновків.

Із наведених досліджень впливає, що для захватних пристроїв (ЗП) зі зміщеними вершинами призм від ЗП потрібно приймати кут затискної призми: для вертикально розміщеного захватного пристрою $\alpha=60^\circ$, т.к. важелі при цьому найменш навантажені; для горизонтально розміщеного захватного пристрою з вертикальною орієнтацією вісі деталі $\alpha=60^\circ-90^\circ$; для горизонтально розміщеного захватного пристрою з горизонтальною орієнтацією вісі деталі $\alpha=90^\circ-120^\circ$.

Список літератури

1. Павленко І.І., Годунко М.О., Мажара В.А. Дослідження силових навантажень захватних пристроїв промислових роботів // Збірник наукових праць НТУ «ХП». Високі технології в машинобудуванні, ХП, 2008, випуск 1(16). – С. 216 – 220.
2. Павленко І.І., Годунко М.О. Силові навантаження захватних пристроїв промислових роботів при направленні сили інерції вздовж вісі утримуваної деталі // Міжнародний збірник наукових праць, ДНТУ, 2008, випуск 36. – С. 142 – 146.
3. Павленко І.І., Годунко М.О. Аналіз впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв роботів на сумарні сили затиску деталей // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, КНТУ, 2008, випуск 21. – С.168 – 172.

В данной статье описаны экспериментальные статические исследования сил зажима захватных устройств промышленных роботов, которые подтверждают правильность ранее описанных теоретических расчетов.

Static researches of forces of clamp of gripper of industrial robots which confirm the rightness of the before described theoretical calculations are described in this article.

Стохастична стійкість імпульсного процесу переносу з швидкістю, що залежить від стану випадкового середовища

Досліджується стохастична стійкість імпульсного процесу переносу в напівмарковському випадковому середовищі.

імпульсний процес переносу, напівмарковський процес, стохастична стійкість

Провідною метою даної роботи є подальший розвиток напівмарковських випадкових еволюцій та еволюційних систем.

Досліджується стохастична стійкість імпульсного процесу переносу в напівмарковському випадковому середовищі, що має інтерпретацію напівмарковської випадкової еволюції.

Такі процеси є природними абстрактними моделями різних фізичних процесів, що протікають під впливом випадкових факторів зовнішнього середовища. Стохастичними процесами переносу описуються, наприклад, процеси коливань гармонійного осцилятора, процеси поширення хвиль в брусах.

Проблеми стохастичної стійкості напівмарковських процесів розглядалися в [1], [2].

Нехай (Ω, F, P) імовірнісний простір, на якому розглядатимемо випадкові величини із значеннями у вимірному просторі (X, \mathcal{X}) .

Нехай $z(t)$ є розв'язком інтегрального рівняння

$$z(t) = z + \int_T^t v(z(s), x(s)) ds - \sum_{k=v(T)}^{v(t)} a(x_k), \quad (1)$$

де $t \geq T > 0$,

$0 < z < \infty$ – числовий параметр;

$v(z, x)$ – функція неперервна, невід'ємна, неперервно диференційовна по z , обмежена по x при кожному $z \in R$ і така, що $v(0, x) = 0$, $\forall x \in X$, та $0 \leq v'_z(z, x) \leq K$, $K > 0$;

$a(x)$ – невід'ємна, вимірна, обмежена функція на X ;

$x(t)$ – напівмарковський процес, такий, що

$$x(t) = x_{v(t)}, \quad (2)$$

$$v(t) = \max \{n: \tau_n \leq t\}, \quad \tau_n = \sum_{k=1}^n \theta_k, \quad n \geq 0, \quad \tau_0 = 0, \quad (3)$$

де τ_n – моменти відновлення;

θ_k – невід'ємні випадкові величини, що задають інтервали між моментами відновлення.

Означення. Нульовий стан імпульсного процесу переносу $z(t)$, визначеного в (1), є стійким з імовірністю 1, якщо $\forall x(T) = x \quad \forall \rho > 0 \quad \forall \varepsilon > 0 \quad \exists \delta = \delta(\rho, \varepsilon, x) > 0 : 0 < z < \delta :$

$$P_{z,x,T} \left\{ \sup_{T \leq t < +\infty} |z(t)| \geq \varepsilon \right\} \leq \rho,$$

де $P_{z,x,T}$ – умовна ймовірність при початковому стані (z, x, T) .

Теорема [1]. Нехай для деякого фіксованого $\mu > 0$ виконуються умови:

A1) функція $V(z, x, t)$ є невід’ємною та неперервною на відкритій множині

$$A_\mu = \{(z, x, t): V(z, x, t) < \mu\} \text{ для деякого фіксованого } \mu > 0;$$

A2) оператор L_μ є інфінітезимальним оператором зупиненого процесу

$$(z(t \wedge \tau_\mu), x(t \wedge \tau_\mu), \gamma(t \wedge \tau_\mu)),$$

де $\gamma(t) = t - \tau_{v(t)}$, $t \geq T \geq 0$; $\tau_\mu = \inf\{t (z(t), x(t), \gamma(t)) \notin A_\mu\}$;

A3) $V(z, x, t) \in \text{Dom}(L_\mu)$ та $\frac{d}{dz}V$ є неперервною та обмеженою по z функцією в множині A_μ та

$$L_\mu V(z, x, t) \leq 0 \text{ в } A_\mu, \quad (4)$$

де оператор L_μ визначений в умові A2);

множина A_μ визначена в A1);

$$V(0, x, t) = 0, \quad \forall x \in X, \quad t \geq T > 0;$$

$$\forall \varepsilon_2 > 0 \quad \exists \varepsilon_1 > 0: z > \varepsilon_1: V(z, x, t) \geq \varepsilon_2, (z, x, t) \in A_\mu.$$

Тоді нульове положення імпульсного процесу переносу $z(t)$, визначеного в (1), є стійким з імовірністю 1.

Обмежимося випадком, коли в рівнянні (1) функція $v(z, x) = v(x)$, де $0 < v(x) < \infty$, $\forall x \in X$, неперервна функція.

В якості допоміжної стохастичної функції Ляпунова візьмемо функцію

$$V(z, x, t) = e^{-t} \cdot \left(\text{arctg } x + \frac{\pi}{2} \right) \cdot z^2.$$

Покажемо, що функція $V(z, x, t)$ задовольняє умовам теореми:

1) $V(z, x, t) = e^{-t} \cdot \left(\text{arctg } x + \frac{\pi}{2} \right) \cdot z^2$ – невід’ємна та неперервна на деякій відкритій

множині

$$A_\mu = \left\{ (z, x, t): V(z, x, t) = e^{-t} \left(\text{arctg } x + \frac{\pi}{2} \right) z^2 < \mu \right\}.$$

Звідси випливає, що

$$0 < z < \sqrt{\frac{\mu e^t}{\text{arctg } x + \frac{\pi}{2}}}$$

для деякого фіксованого $\mu > 0$.

2) Оператор L_μ є інфінітезимальним оператором зупиненого процесу

$$(z(t \wedge \tau_\mu), x(t \wedge \tau_\mu), \gamma(t \wedge \tau_\mu))$$

і

$$L_\mu f(z, x, t) = v(x) \frac{df}{dz} + \int_X P(x, dy) f(z - a(y), y, t) - f(z, x, t) +$$

$$+\frac{df}{dt} + \frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} \left[\int_X P(x, dy) f(y, T) - f(x, t) \right],$$

де $P(x, A) = \mathbf{P} \{x_{n+t} \in A / x_n = x\}$;

$G_x(t) = \mathbf{P} \{\theta_{n+t} \leq t / x_n = x\}$, $x_n \in X$, $A \in \mathbf{X}$, $t \geq 0$;

$Pa(x) = \int_X P(x, dy) a(y)$;

$g_x(t) = \frac{dG_x(t)}{dt}$;

$\bar{G}_x(t) = 1 - G_x(t)$,

$\forall f \in C^1(\mathbb{R}_+ \times X \times \mathbb{R}_+)$, $\forall t \geq T > 0$.

3) $V(z, x, t) \in \text{Dom}(L_\mu)$ та

$$\frac{dV(z, x, t)}{dz} = 2ze^{-t} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right)$$

є неперервною та обмеженою по z функцією на A_μ .

4) Умова (4)

$$L_\mu V(z, x, t) = e^{-t} \left\{ 2z\nu(x) \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) + P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) (z - a(x))^2 - \right. \\ \left. - 2 \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) z^2 + \frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} \left[Pe^{-T+t} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) z^2 - \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) z^2 \right] \right\} \leq 0$$

рівносильна нерівності

$$L_\mu V(z, x, t) = \left[P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - 2 \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) + \frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} Pe^{-T+t} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - \right. \\ \left. - \frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) \right] z^2 + 2 \left[\nu(x) \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a(x) \right] z + \\ + P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a^2(x) \leq 0.$$

Остання нерівність виконується при наступних умовах:

а) $g_x(t) < \infty$ і $\frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} < e^{-t}$, тоді

$$\forall d_1 > 0 \quad \exists t = t_0 \geq T > 0: \forall t > t_0 \quad \frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} e^{-T+t} < d_1;$$

$$\text{б) } L_\mu V(z, x, t) = \left[(1 + d_1) P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - 2 \arctg x - \pi \right] z^2 + 2 \left[\nu(x) \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - \right. \\ \left. - P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a(x) \right] z + P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a^2(x) \leq 0 \quad (5)$$

(так як $\frac{g_x(t)}{\bar{G}_x(t)} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) > 0$);

в) $0 < (1 + d_1) P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - 2 \arctg x - \pi < d_2$ і константу d_2 вибираємо так, щоб

дискримінант квадратного рівняння, відповідного нерівності (5), був додатним для всіх

$(z, x, t) \in A_\mu$;

$$\text{г) } 0 < z_1 \leq z \leq z_2 < \sqrt{\frac{\mu e^t}{\arctg x + \frac{\pi}{2}}},$$

$$\text{де } z_{1,2} = \frac{-v(x) \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) + P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a(x) \mp \sqrt{D(x)}}{(1 + d_1) P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - 2 \arctg x - \pi},$$

$$D(x) = \left[v(x) \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a(x) \right]^2 - \left[(1 + d_1) P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) - 2 \arctg x - \pi \right] \cdot P \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) a^2(x).$$

$$5) V(0, x, t) = e^{-t} b(x) \cdot 0 = 0, \quad \forall x \in X, \quad t \geq T > 0.$$

$$6) \forall \varepsilon_2 > 0 \quad \exists \varepsilon_1 > 0 \quad \text{таке, що якщо } z > \varepsilon_1:$$

$$V(z, x, t) = e^{-t} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) \cdot z^2 \geq e^{-t} \left(\arctg x + \frac{\pi}{2} \right) \cdot \varepsilon_1^2 \geq e^{-t} \pi \varepsilon_1^2 > 0, \quad (z, x, t) \in A_\mu.$$

Вибираємо

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\frac{\varepsilon_2 e^t}{\pi}}.$$

Отже, якщо вибрати $V(z, x, t) = e^{-t} \cdot (\arctg x + \pi/2) \cdot z^2$, то завжди існує множина A_μ , визначена в А1), де виконуються умови теореми, і нульове положення імпульсного процесу переносу $z(t)$, визначеного в (1), є стійким з імовірністю 1. При цьому початкове значення параметра z треба вибрати з проміжку $(\max(\varepsilon_1, z_1); z_2]$.

Одержаний результат є наслідком досліджень стохастичної стійкості імпульсних процесів переносу в напівмарковському випадковому середовищі [1], [2], так як стосується імпульсного процесу переносу з швидкістю, що залежить від стану випадкового напівмарковського середовища.

Запропонований метод доведення стійкості імпульсних процесів переносу з використанням допоміжної функції Ляпунова можна застосувати до доведення стійкості різноманітних механічних систем, зокрема гіроскопічних.

Список літератури

1. Свіщук А.В., Гончарова С.Я. Стійкість напівмарковських процесів ризику // Доп. НАН України – 1999.–№7. – С. 30–34.
2. Гончарова С.Я. Стохастична стійкість напівмарковського процесу. – Вісник Київського університету / Фіз.-мат. науки. – К.: 2007. – Вип. 4. – С. 18–20.

Исследуется стохастическая устойчивость импульсного процесса переноса в полумарковской случайной среде.

The stochastic stability of impulse process of transfer in semi-Markov chance environment is investigated.

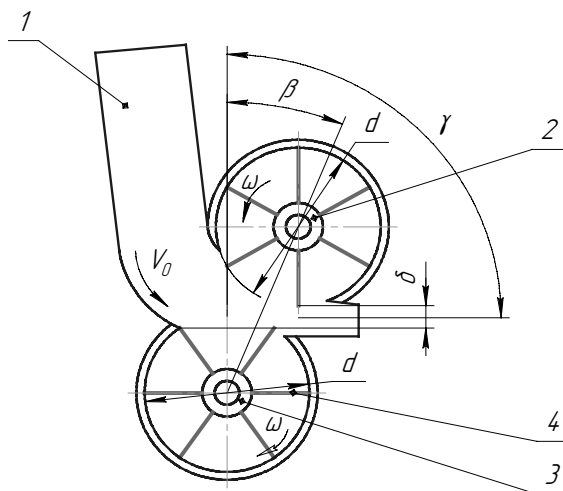
Дослідження взаємного розміщення роторів в постачальному пристрої гравітаційно- роторного типу

У статті розглянуті питання побудови математичної моделі технологічного процесу завантаження дрібнозернистих сипких матеріалів у клапанні мішки постачальним пристроєм гравітаційно-роторного типу, наведено результати впливу основних параметрів постачального пристрою на величину кута взаємного розміщення роторів при виконанні технологічного процесу завантаження.

технологічний процес, постачальний пристрій, гравітаційно-роторний, сипкий матеріал, клапанний мішок, кут взаємного розміщення роторів

Роботи по завантаженню сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва є трудомісткими і енергоємними. Завантаження сипких матеріалів у відкриті мішки потребує додаткових витрат по їх пакуванню. Використання закритих (клапанних) мішків дозволяє суттєво скоротити непродуктивні витрати на завантаження, проте стримується малою наявністю відповідного обладнання.

Постачальні пристрої гравітаційного типу надійно працюють тільки при завантаженні зернистих та гранульованих матеріалів, але при завантаженні дрібнозернистих виникають порушення технологічного процесу, що призводить до забивання шляхів їх переміщення. Особливість завантаження сипких матеріалів в клапанні мішки полягає в тому, що подача їх в клапанні мішки повинна бути практично майже горизонтальною. Для вирішення цієї проблеми запропонована конструкція двороторного постачального пристрою. Особливість конструкції такого постачального пристрою (рис.1) полягає в тому, що верхній ротор забезпечує необхідний напрямок руху потоку сипкого матеріалу при подачі в клапанний мішок.



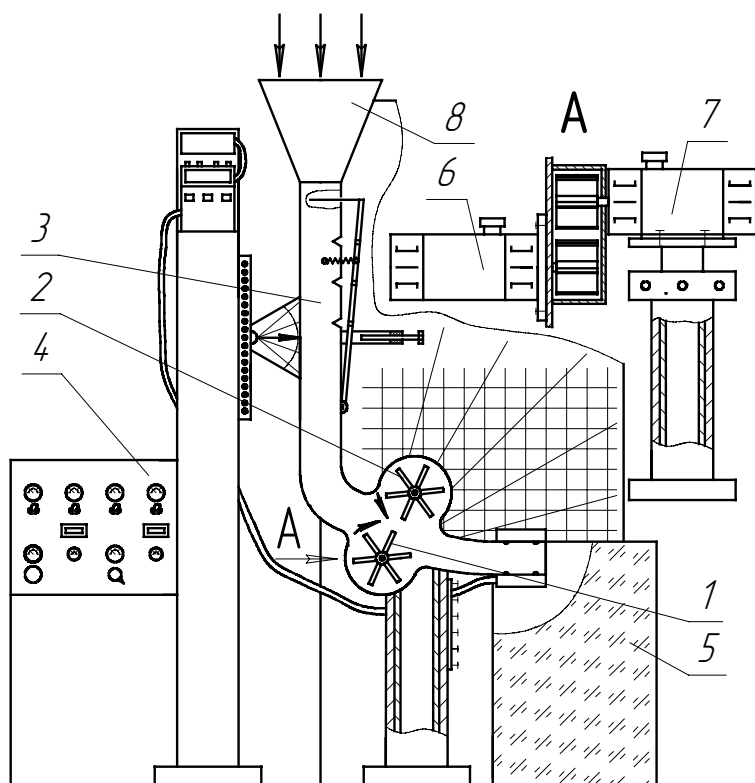
1 – матеріалопровід; 2 – верхній ротор; 3 – нижній ротор; 4 – лопаті роторів

Рисунок 1 – Схема гравітаційно-двороторного постачального пристрою

Мета дослідження полягає у побудові математичної моделі технологічного процесу постачального пристрою за результатами багатofакторного експерименту і аналізу впливу його основних параметрів на кут взаємного розміщення роторів.

Теоретичними дослідженнями встановлено геометричні та кінематичні чинники, які впливають на параметри оптимізації.

Для дослідження впливу окремих факторів на цільову функцію та знаходження раціональних значень факторів виготовлено експериментальну установку (рис. 2).



1 – блок нижнього ротора; 2 – блок верхнього ротора; 3 – блок матеріалопроводу; 4 – пульт керування; 5 – спеціальна ємність; 6, 7 – електродвигуни приводу роторів; 8 – бункер

Рисунок 2 – Схема експериментальної установки

Блок нижнього ротора включає в себе раму, панель, з нанесеною на ній вимірювальною сіткою, ротор, який змонтований на валу електродвигуна постійного струму 6.

Блок верхнього ротора складається з двох частин, які з'єднанні між собою телескопічно. Нижня частина блоку нерухома, а на площадці верхньої частини встановлено електродвигун постійного струму 7, на валу якого змонтовано верхній ротор. Для зміни положення ротора по вертикалі передбачена гвинтова передача, а зміна положення ротора по горизонталі здійснюється переміщенням всього блоку.

Зміною положення верхнього ротора відносно нижнього ротора по вертикалі регулюється зазор між роторами, а напрямок руху сипкого матеріалу регулюється переміщенням верхнього блоку по горизонталі.

Дослідження кута взаємного розміщення роторів в постачальному пристрої гравітаційно-двороторного типу проводиться з використанням математичного моделювання за розробленою методикою. На першому етапі проведення повного факторного експерименту кодуються всі фактори, що впливають на кут взаємного розміщення роторів в постачальному пристрої:

- діаметр роторів (X_1);
- кутова швидкість обертання роторів (X_2);
- зазор між роторами (X_3);
- кут напрямку руху потоку сипкого матеріалу при подачі в мішок (X_4).

Кодування факторів, основні рівні та інтервали їх варіювання наведені в табл.1 (матеріал – премікс, подача – 4 кг/с).

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів експериментальних досліджень

Фактори	Натуральне значення	Кодоване значення	інтервал варіювання	рівні варіювання					
				натуральні			кодовані		
				верх.	нижн.	нуль-вий	верх.	нижн.	нуль-вий
Діаметр роторів, м.	D Diam*	X_1	0,030	0,220	0,160	0,190	+1	-1	0
Кутова швидкість обертання роторів, c^{-1} .	ω W*	X_2	50	150	50	100	+1	-1	0
Зазор між роторами, мм.	δ Z*	X_3	10	40	20	30	+1	-1	0
Кут напрямку руху потоку сипкого матеріалу при подачі в мішок, град.	γ Gamma	X_4	5	105	95	100	+1	-1	0

* – позначення в автоматизованих програмних розрахунках.

Для визначення взаємозв'язку між конструктивними та геометричними параметрами пристрою проведено математичне планування експерименту.

Формування матриці та обробка результатів експерименту (його статистичний аналіз) здійснено з використанням обчислювальної техніки та відповідного програмного продукту STATGRAPHICS, STADIA.

Можливість відтворення даних експериментів визначали за допомогою критерію Кохрена (G), а отриману модель перевіряли на адекватність за допомогою критерію Фішера.

Після статистичної обробки результатів активного експерименту одержана багатофакторна математична модель кута взаємного розміщення роторів Y:

$$Y = 94,5 + 6,625 X_1 + 3,91667 X_2 + 3,25 X_3 + 7,08333 X_4 + 0,5 X_1^2 + 2,25 X_1 X_2 + 1,875 X_1 X_3 - 1,25 X_1 X_4 + 0,666667 X_2 X_3 - 1,16667 X_2 X_4 - 1,0 X_3 X_4$$

(у кодованій системі факторів).

Вплив параметрів на цільову функцію відображено на діаграмі (рис. 3)

97,17% (модель відображає 94,57% мінливості змінної Y); статистика Дурбіна-Ватсона – 1,4764 (P = 0,04). Отже, не спостерігається серйозної автокореляції у залишках.

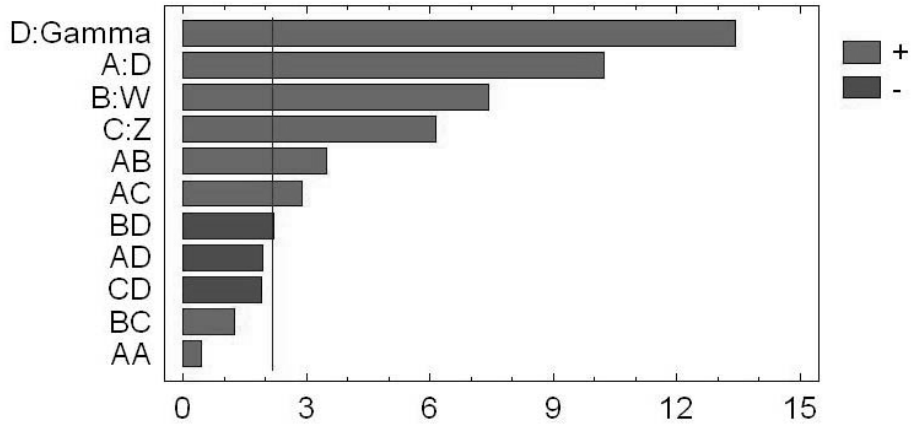


Рисунок 3 – Діаграма оцінки впливу параметрів постачального пристрою на кут взаємного розміщення роторів (Паретто-карта)

На діаграмі показано, що діаметр ротора (D), його кутова швидкість (W), кут напрямку руху сипкого матеріалу при подачі в мішок (γ), а також зазор між роторами (Z) мають статистично вагомі ефекти. Вплив параметрів на кут взаємного розміщення роторів в постачальному пристрої відображено на рис. 4...6.

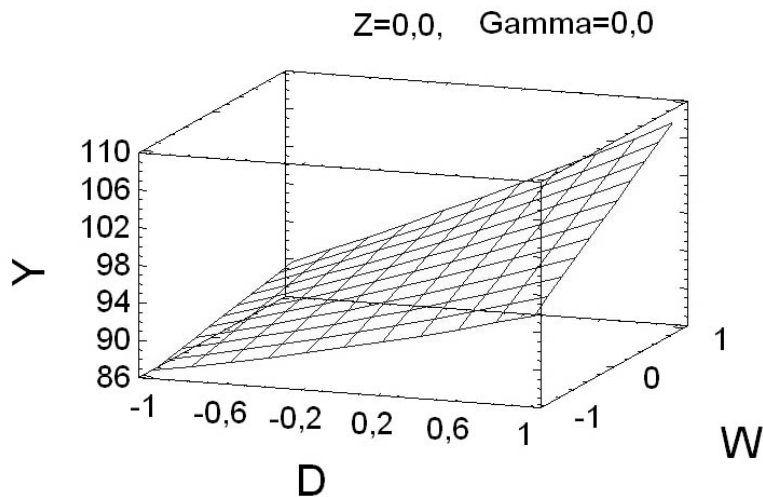


Рисунок 4 – Графік поверхні відгуку. Вплив найбільш вагомих параметрів: діаметру ротора (D) та частоти обертання ротора (W) у діапазоні вимірювання кута взаємного розміщення роторів (де Y – кут взаємного розміщення роторів в град.)

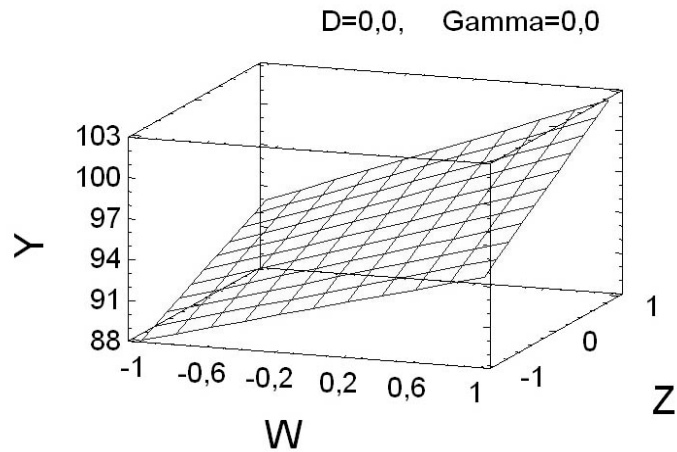


Рисунок 5 – Графік поверхні відгуку. Вплив найбільш вагомих параметрів: частоти обертання ротора (W) та зазору між роторами (Z) у діапазоні вимірювання кута взаємного розміщення роторів (де Y – кут взаємного розміщення роторів в град.)

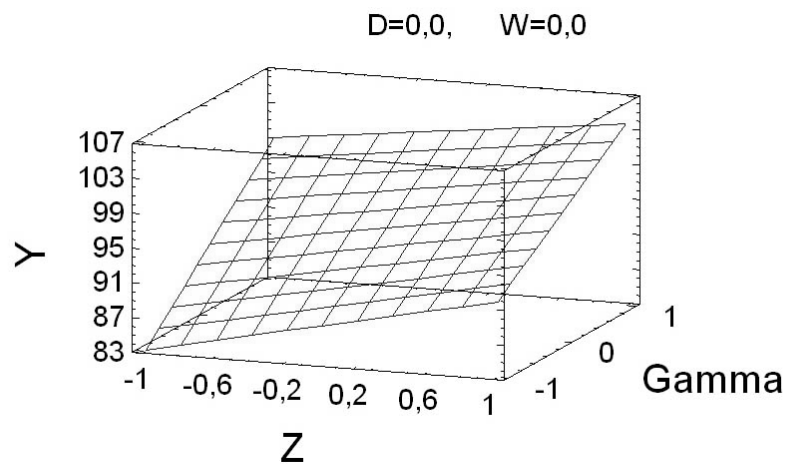


Рисунок 6 – Графік поверхні відгуку. Вплив найбільш вагомих параметрів: зазору між роторами (Z) та кута напрямку руху потоку сипкого матеріалу при подачі в мішок у діапазоні вимірювання кута взаємного розміщення роторів (де Y – кут взаємного розміщення роторів в град.)

Аналізуючи рівняння регресії та представлені графіки можна зробити висновок, що напрямок руху потоку сипкого матеріалу з постачального пристрою більшою мірою залежить від кута зміщення верхнього ротора, а також від діаметра роторів та кутових швидкостей їх обертання.

При оптимальних параметрах і режимі роботи постачального пристрою, що забезпечують його ефективну роботу [4] ($D = 160\text{мм}$; $\omega = 100\text{с}^{-1}$; $\delta = 30\text{мм}$.), експериментально встановлено величину раціонального значення кута взаємного розміщення роторів, яка знаходиться в межах $\beta = 10^0 \dots 15^0$.

Результати випробувань показали аналогічний вплив параметрів постачального пристрою на кут взаємного розташування в ньому роторів при завантаженні комбікормів, вітамінного борошна та інших дрібнозернистих сипких матеріалів сільськогосподарського призначення.

Список літератури

1. Дюк В. Обработка данных на ПК в примерах. – СПб.: Питер, 1997. – 240 с.
2. Кулаичев А.П. Методы и средства анализа данных в среде Windows. STADIA. Изд. 3-е переработанное и дополненное. – М.: Информатика и компьютеры, 1999. – 341 с.
3. Артюхов А.М., Оришака О.В., Оришака В.О. Дослідження вихідної швидкості сипкого матеріалу з постачального пристрою гравітаційно-роторного типу // Конструювання, виробництво та експлуатація сільсько-господарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Випуск 38. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С.92–96.
4. Оришака О.В., Артюхов А.М. Дослідження енергетичних витрат технологічного процесу гравітаційно-двороторного постачального пристрою // Конструювання, виробництво та експлуатація сільсько-господарських машин : Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Випуск 31. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С.22–27.
5. Оришака О.В., Артюхов А.М., Кравцова Г.В. Обґрунтування устаткування для дослідження постачальних пристроїв // Зб. наук. праць КДТУ (техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – Випуск 11. – Кіровоград: КДТУ, 2002. – С.172–175.

В статье рассмотрены вопросы построения математической модели технологического процесса загрузки мелкозернистых сыпучих материалов в клапанные мешки питателем гравитационно-роторного типа, представлены результаты влияния основных параметров на величину угла взаимного расположения роторов при выполнении технологического процесса загрузки.

The article studies the questions of building the mathematical model of technological process of fine granular materials loading into valve sacks by the of gravitational-rotary type, it gives the results of the effect of basic parameters on the angle value of positional relationship of rotors when doing technological process of loading.

Експериментальні дослідження електроприводів верстата СФ-АСТРА-РК8

Стаття присвячена експериментальному дослідженню роботи електроприводів деревообробного верстата СФ-АСТРА-РК8 в режимах пуску, холостого ходу і при навантаженні. Наведені та проаналізовані осцилограми пусків асинхронних двигунів подачі та головного інструмента, їх взаємодія при обробці деталей з деревини.

деревообробний верстат, автоматизований електропривод, частотний перетворювач, асинхронний двигун, прямий пуск

Високі техніко-економічні показники та експлуатаційні властивості асинхронних двигунів і поява надійних частотних перетворювачів для управління їх роботою сприяли розповсюдженню асинхронного електропривода верстатів [1, 2, 3].

Об'єктом дослідження є асинхронний електропривод нового калібрувального верстата СФ-АСТРА-РК8 (рис. 1) виробництва НВФ «Астра», який призначений для калібрування за товщиною плоских матеріалів, а саме: деревини, шаруватих пластиків, картону електротехнічного.

Ефективність технологічних процесів металообробки, а також деревообробки визначається успішністю отримання деталей із заданою формою, розмірами та якістю поверхні на наявних у підприємств верстатах при мінімально можливих витратах часу.

Ефективність роботи верстата залежить від багатьох факторів, зокрема на неї суттєво впливають збурення, які діють під час обробки. Основними з них є зміни величини припуску, що знімається, твердості заготовки, що обробляється, і стану інструмента.

Одним із можливих шляхів підвищення ефективності процесу обробки матеріалу є управління під час обробки швидкостями робочих рухів верстатів [4].

У зв'язку з цим виникає проблема оптимізації роботи привода подачі [5, 6].

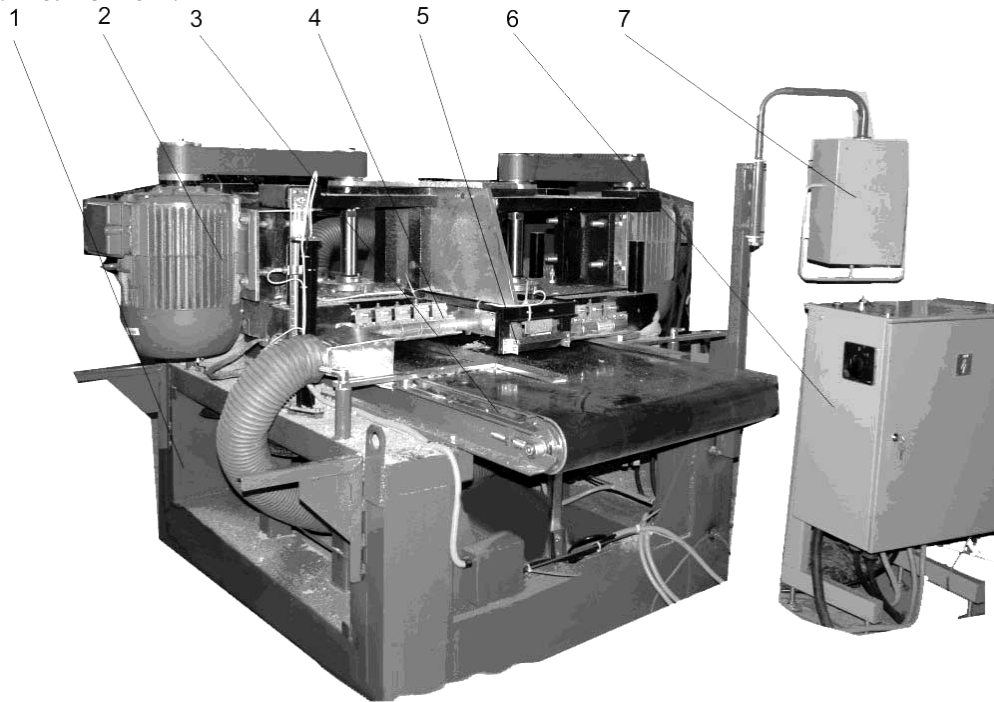
Оскільки значна частина електроенергії, що виробляється в країні, перетворюється електромеханічними системами в енергію механічного руху, то питання енергозбереження є також актуальними [7].

Метою статті є відображення реальних експериментальних даних (струмів навантаження двигунів, їх швидкості, зусиль різання та інші), які необхідні для дослідження вищезазначених проблем та побудови математичної моделі в подальшому.

Верстат являє собою систему, складовими частинами якої є два ріжучих інструмента, що обертаються від привода асинхронних двигунів серії АІР160S2, і механізм подачі, пов'язаний з інструментом через оброблювану деталь. Керування електромеханічними складовими верстата здійснюється з пульта управління та електрошкафи. Окремою складовою даної системи є автоматичний пристрій встановлення висоти обробки, який для нашого дослідження не представляє інтерес.

Верстат працює наступним чином. В першу чергу встановлюється висота обробки деталі з пульта управління. Після цього відбувається пряме включення та розгін асинхронних двигунів привода головного інструмента. Асинхронні двигуни серії АІР160S2 потужністю 15 кВт (синхронна частота обертання складає 3000 об/хв),

приводять у рух головний інструмент через плоскоремінну передачу з коефіцієнтом передачі близько 1.



1 – зварний каркас, 2 – двигун привода фрези, 3 – стіл подачі, 4 – прижимні планки, 5 – обмежувач максимального розміру деталі за висотою, 6 – шафа електрообладнання, 7 – пульт управління

Рисунок 1 – Загальний вигляд верстата СФ-АСТРА-РК8

Механізм подачі представляє собою транспортер, ведучий ролик якого приводиться в рух ланцюговою передачею через редуктор від асинхронного двигуна АИР80А2 потужністю 1.5 кВт. Управління роботою привода подачі здійснюється частотним перетворювачем серії FR-S540 виробництва Mitsubishi Electric (Японія) [8]. З пульта управління можна встановлювати дискретно частоту перетворювача: 5; 12.5; 20; 27.5; 35; 42.5 та 50 Гц.

Через конструктивні особливості електромеханічної частини електроприводів на першому етапі експерименту виявилось неможливим безпосереднє вимірювання швидкості обертання роторів двигунів, зусиль різання, тому основна увага була приділена реєстрації фазних струмів обмоток статорів двигунів з короткозамкнутими роторами.

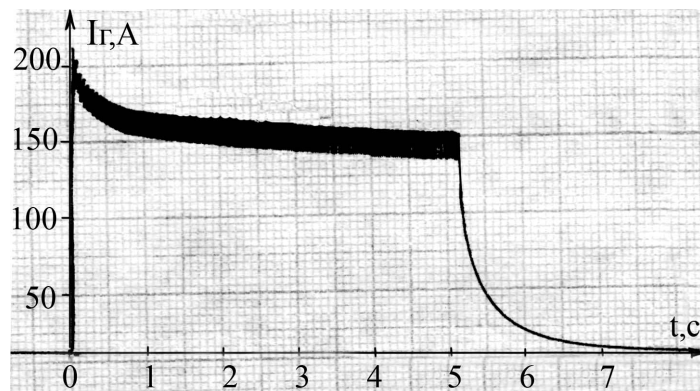


Рисунок 2 – Осцилограма струму фази статора двигуна при пуску привода інструмента

Для дослідження роботи основних вузлів верстата та їх взаємодії був проведений експеримент в експлуатаційних умовах. Вихідний струм асинхронного двигуна з к.з.р. привода інструмента через трансформатор струму ТК-20 300/5 фіксувався лабораторним самописцем НЗ38 – 4П. Вихідний струм асинхронного двигуна з короткозамкнутим ротором привода подачі знімався з виходів частотного перетворювача "АМ" та "5".

Експеримент проводився в два етапи: дослідження пускових струмів приводів подачі й інструмента та визначення струмів навантаження статорів асинхронних двигунів подачі та інструмента. В якості заготовок використовувались дошки розміром 1200x275x60 мм з деревини різної твердості (смерека та дуб).

На рис. 2 приведена осцилограма струму фази при прямому пуску без навантаження двигуна фрези, яка характерна миттєвим великим кидком струму та тривалістю. Тривалість перехідного процесу можна пояснити значним моментом інерції частин шпиндельного вузла верстата, які обертаються. Розрахунок моменту інерції рухомих частин шпиндельного вузла та ріжучого інструмента проведений згідно з рекомендаціями [9].

На рис. 3 наведена осцилограма струму фази статора двигуна привода подачі без навантаження. З осцилограми видно, що перетворювач частоти обмежує темп наростання струму, здійснюючи більш плавне розподілення струму в часі.

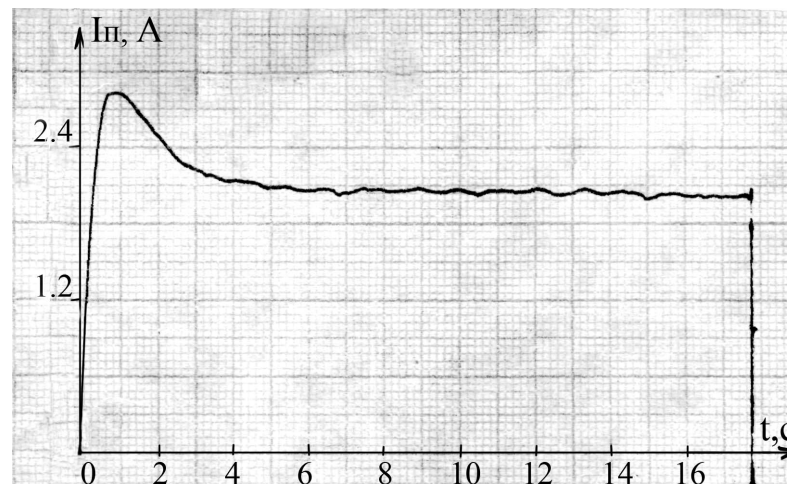


Рисунок 3 – Осцилограма струму фази статора двигуна при пуску привода подачі

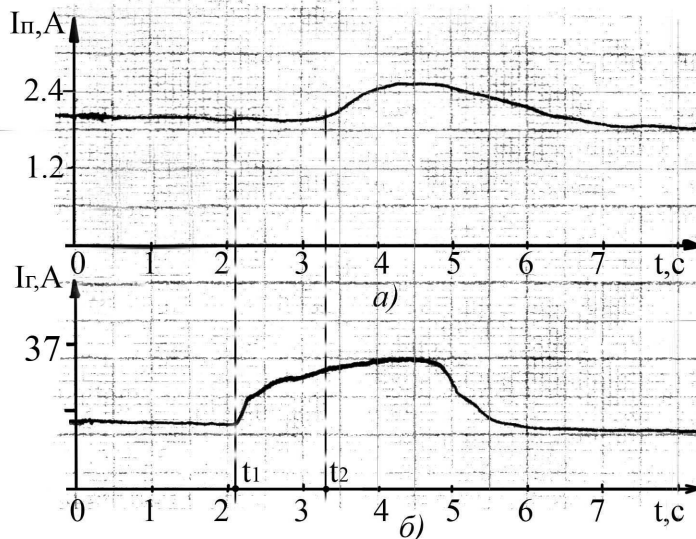
На рис. 4 наведені осцилограми фазних струмів двигунів фрези і подачі при сумісній роботі (матеріал – дуб, товщина стружки $\Delta h = 3$ мм). З рис. 4 слідує, що в момент часу t_1 прикладене навантаження до вала фрези (зуби фрези знімають стружку) і через $\Delta t \approx 1.1$ с виникає реакція двигуна подачі.

Висновки: 1) у результаті проведення експериментального дослідження були отримані осцилограми струмів двигунів фрези і подачі верстата СФ-АСТРА-РК8 в режимах пуску, холостого ходу та при навантаженні.

2) Головний привод фрези має важкий затяжний пуск, оскільки здійснюється напряму від мережі. Крім того, на валу двигуна безпосередньо знаходиться ріжучий механізм (фреза), що має значний момент інерції.

3) При обробці декількох осцилограм струмів статорів двигунів фрези та транспортера (подачі) встановлена взаємна реакція навантаження на приводи, яка знаходиться в межах 0.95 – 1.2 с.

4) Отримані результати будуть використані в побудові математичної моделі, необхідної для аналізу та оптимізації параметрів автоматичної системи керування.



(а) – осцилограма струму фази статора асинхронного двигуна привода подачі, (б) – осцилограма струму фази статора асинхронного двигуна привода інструмента

Рисунок 4 – Осцилограми фазних струмів двигунів фрези і подачі верстата СФ-АСТРА-РК8 при обробці деревини

Список літератури

1. Теорія електропривода: Підручник / М.Г.Попович, М.Г.Борисюк, В.А. Гаврилук та ін.; За ред. М.Г. Поповича. – К.: Вища шк., 1993. – 494 с.: іл.
2. Волков О.В. Електромеханічні процеси та регулювання асинхронних електроприводів з інверторними перетворювачами частоти: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.09.03 «Електротехнічні комплекси та системи» / О.В. Волков. – Дніпропетровськ, 1999. – 26 с.
3. Лимонов Л.Г., Моргулис В.П. Промислові електроприводи з мікропроцесорним керуванням //Електроінформ № 2, 2007. – С. 16 - 20.
4. Водічев В.А. Принцип керування швидкостями робочих рухів фрезерних верстатів для оптимізації режиму обробки //Труды Одесского политехнического университета. – Одесса.- 2004. – Вып. 1(21). – С. 129-133.
5. Водічев В.А. Керування рухом подачі верстата для оптимізації процесу металообробки //Труды Одесского политехнического университета. – Одесса.- 2003. – Вып. 2(20). – С. 124-127.
6. Водічев В.А. Алгоритм управління електроприводом подачі верстата для оптимізації режиму металообробки//Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. – Кременчук: КДПУ. – 2003. – Вып. 2(19). Т1. – С. 57 – 60.
7. Силин С.С., Баранов А.В. Оптимизация операций механической обработки по энергетическим критериям// Станки и инструмент. – 1999. - №1 – С.16 – 17.
8. Mitsubishi Electric. Регулятор оборотов электродвигателя электронный (частотный преобразователь) FR – S 540 (520): инструкция по эксплуатации. – К.: КСК автоматизация, 2007. – 63 с.
9. Фаворин М.В. Моменты инерции тел / Михаил Владимирович Фаворин. – М.: Машиностроение, 1970. – 312 с.

Статья посвящена экспериментальному исследованию работы электроприводов деревообрабатывающего станка СФ-АСТРА-РК8 в режимах пуска, холостого хода и при нагрузке. Приведены и проанализированы осциллограммы пусков асинхронных двигателей подачи и главного инструмента, их взаимодействие при обработке заготовок из дерева.

The article is devoted experimental research of work of woodworking machine-tool of SF-ASTRA-RK8 in the modes of starting, idling and at loading. Resulted and analyzed oscillograms of starting of asynchronous engines of serve and main instrument, their cooperation at treatment of wooden details.

Моделі та алгоритми оптимального обслуговування трафіку в комп'ютерних мережах

В статті обґрунтовані критерії оптимальності і обмеження в задачах оптимізації розподілу пропускних здатностей систем гетерогенних обчислювальних мереж, розроблені математичні моделі для критеріїв оптимальності і обмежень, виконана класифікація задач оптимізації за ознаками вибору значення вагових коефіцієнтів. В результаті аналізу існуючих методів та алгоритмів оптимального обслуговування трафіку було розроблено систему обліку трафіку.
трафік, критерії оптимальності, математичні моделі, система обліку

Вступ

У повсякденному житті нам доводиться постійно зіштовхуватися з обслуговуванням як із способом задоволення деяких наших потреб, і дуже часто ми потрапляємо в черги. Це відбувається тоді, коли обмеженою кількістю людей або пристроїв обслуговується велика кількість людей і обслуговування стає „масовим”. Природно, що у всіх таких випадках велике значення має ступінь задоволення потреби в обслуговуванні, або якість обслуговування. Так, при здійсненні телефонного зв'язку важливо знати, як довго прийдеться очікувати з'єднання з необхідним абонентом після замовлення міжміської розмови при ручному способі встановлення з'єднань або скільки в середньому спроб необхідно зробити для встановлення з'єднання при автоматичному способі. В обчислювальних мережах значну роль відіграє швидкість передачі даних, час їх затримки при передачі від джерела повідомлення до користувача, вартість процесів організації мережі з певною архітектурою, витрати ресурсів, що пов'язані з плануванням і управлінням передачею даних у просторі і часі.

На сучасному рівні розвитку обчислювальні мережі розглядають як мережні системи обслуговування обчислювальних процедур, а всю сукупність процесів обслуговування обчислювальних процедур в них об'єднують одним терміном „обслуговування трафіку даних”. В широкому смислі трафік розуміється не тільки як переміщення пакетів даних по обчислювальній мережі від місця їх утворення до місця використання за призначенням, або як рух даних по вузлах мережі, але і як створення пакетів даних, їх розподіл, надання пріоритетів, збереження в буферних пристроях, захист від несанкціонованого доступу [1]. У зв'язку з цим завдання вимірювання, оцінювання, моніторингу й аналізу мережного трафіку є важливою складовою частиною сучасних систем керування комунікаційними мережами. Вирішуватися ці завдання можуть на різних рівнях, починаючи від моніторингу інтегрального завантаження мережних інтерфейсів і закінчуючи аналізом пакетів, зібраних з «сенсорів» - інтелектуальних агентів, убудованих у критичні ділянки досліджуваної мережі.

Сьогодні методи теорії масового обслуговування використовують для рішення самого широкого кола задач - від побутового обслуговування до космічних досліджень, однак визначальну роль у розвитку теорії масового обслуговування продовжує грати одна з її галузей - теорія трафіку . Предметом теорії трафіку є кількісна сторона процесів обслуговування потоків повідомлень у системах передачі і розподілу

інформації. Як і будь-яка інша математична теорія, теорія трафіку оперує не із самими системами передачі і розподілу інформації, а з їхніми математичними моделями. Математична модель системи трафіку як базові елементи включає три головні елементи: вхідний потік викликів (вимог на обслуговування), схему, структуру або топологію мережної системи трафіку, дисципліну обслуговування потоку викликів.

Основними напрямками сучасних наукових досліджень трафіку є побудова математичних моделей трафіку з використанням методів моделювання часових послідовностей, самоподібних моделей, теорії вейвлетів та інші. Особливо актуальним є напрям, що пов'язаний з розв'язанням проблем моделювання динаміки трафіку та оптимізації пропускних здатностей систем обчислювальних мереж. У зв'язку з викладеним обрана тема роботи є актуальною.

Аналітичний огляд відомих методів, алгоритмів і моделей аналізу, синтезу і оптимального управління трафіком в обчислювальних мережах показав [2], що на сьогодні ще недостатньо вивчені властивості трафіка як випадкового нестационарного процесу, як випадкового періодичного процесу, як процесу, що має на деяких відрізках часу режим статистичної рівноваги. При організації оптимального управління трафіком не враховані втрати, що пов'язані з низькими коефіцієнтами використання пропускної здатності ліній зв'язку, в тому числі багатоканальних, мостів і маршрутизаторів, комунікаційних центрів, комутаторів [3].

У зв'язку з цим метою роботи обрано розроблення і дослідження методів, алгоритмів і корисних моделей аналізу динаміки трафіку, синтезу оптимального управління трафіком в обчислювальних мережах по критерію мінімуму середнього ризику або сумарних витрат з урахуванням в задачах аналізу, синтезу і оптимізації обмежень, реально існуючого характеру.

1. ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОПУСКНИХ ЗДАТНОСТЕЙ КОМУНІКАЦІЙНИХ СЕРВЕРІВ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ МЕРЕЖ

1.1. Оптимізація пропускних здатностей комунікаційних серверів

Для ілюстрації принципу функціонування багатоканальної лінії зв'язку або багатоканального серверу комутації побудуємо еквівалентну схему, що пов'язує загальну інтенсивність λ_N потоку пакетів даних, що поступають в систему обслуговування

$$\lambda_N = \sum_{i=1}^N \lambda_i, \quad (1.1)$$

де λ – інтенсивність потоку пакетів даних;
середня довжина пакетів даних

$$l_N = \sum_{i=1}^N \frac{\lambda_i}{\lambda_N} \frac{1}{\mu_i} = \sum_{i=1}^N \frac{\lambda_i}{\lambda} l_i = \frac{1}{\mu_N}; \quad (1.2)$$

середня швидкість передачі пакетів даних

$$R_N = \frac{\lambda_N}{\mu_N} = \lambda_N \cdot l_N; \quad (1.3)$$

сумарна пропускна здатність багатоканальної лінії зв'язку

$$C_{N\Sigma} = \sum_{i=1}^N C_i; \quad (1.4)$$

середній коефіцієнт використання багатоканальної лінії зв'язку

$$\rho_N = \frac{R_N}{C_N} = \frac{\sum_{i=1}^N \lambda_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^N C_i} = \frac{\sum_{i=1}^N R_i}{\sum_{i=1}^N C_i}, \quad (1.5)$$

а також ймовірність того, що лінія буде зайнята

$$P(n \geq N) = \frac{(N\rho_0)^N / (1-\rho_0)N!}{\sum_{n=0}^{N-1} \frac{(N\rho_0)^n}{n!} + \frac{(N\rho_0)^N}{(1-\rho_0)N!}}, \quad (1.6)$$

і ймовірність того, що лінія буде вільна (доступна)

$$P(n < N) = 1 - P(n \geq N) = \frac{\sum_{n=0}^{N-1} \frac{(N\rho_0)^n}{n!}}{\sum_{n=0}^{N-1} \frac{(N\rho_0)^n}{n!} + \frac{(N\rho_0)^N}{(1-\rho_0)N!}}, \quad (1.7)$$

де N — кількість каналів в лінії зв'язку;

n — кількість пакетів даних в лінії зв'язку

$$\rho_0 = \frac{R_0}{C_0} \quad (1.8)$$

коефіцієнт використання пропускної здатності одного каналу за умови, що усі канали мають однакові характеристики, тобто

$$R_N = NR_0 = \sum_{i=1}^N R_i, \quad C_{N\Sigma} = NC_0 = \sum_{i=1}^N C_i, \quad \rho_N = \rho_0. \quad (1.9)$$

На рис. 1.1 показана еквівалентна схема багатоканальної лінії зв'язку або багатоканального комунікаційного серверу.

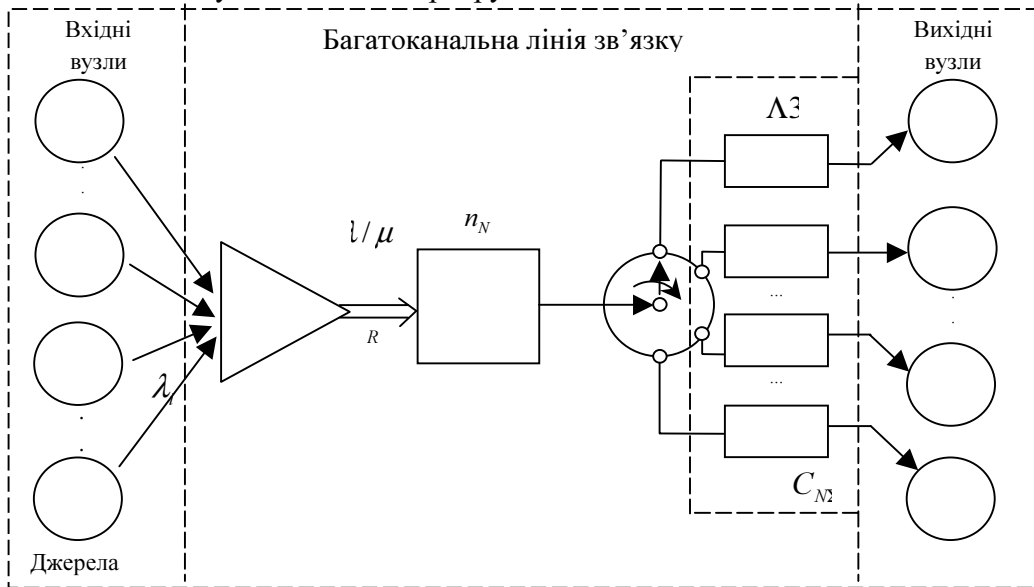


Рисунок 1.1 – Еквівалентна схема багатоканальної лінії зв'язку або багатоканального комунікаційного серверу

Джерелами пакетів даних (ДП) для схеми рис. 1.1 є попередні вузли зв'язку $B_1 - B_{N_1}$, що надсилають потоки пакетів даних з сумарною інтенсивністю (1.1), середньою довжиною пакет даних (1.2) і середньою швидкістю передачі пакетів даних (1.3). Буферний пристрій (БП) приймає пакети даних і формує чергу для їх

обслуговування. Якщо є хоча б один вільний канал в багатоканальній лінії зв'язку, комутатор пакетів (КП) даних не надсилає їх в чергу, а відразу ж направляє на обслуговування. Якщо всі канали зайняті, пакет даних займає місце в черзі в буферному пристрої. Як і раніш, кожен канал має власну тривалість обслуговування для тих пакетів даних, які не затримуються в черзі, а зразу ж поступають на обслуговування

$$T_{0i} = \frac{1}{\mu_i C_i} = \frac{l_i}{C_i}, \quad (1.10)$$

де C – середня пропускна здатність багатоканальної лінії зв'язку;

λ – довжина пакету даних.

З метою спрощення математичної моделі, усі канали схеми в даному пункті обрано ідентичними з однаковими характеристиками, тобто $C_i = C_0, i = 1, \dots, N$.

Приймається допущення про те, що пакет даних, який поступив першим, першим обслуговується і надходить на перший вільний канал. Якщо вільних каналів декілька, вибір одного з них виконується простим випадковим вибором за рівномірним розподілом ймовірностей вибору каналу. Як і раніше, тривалість обслуговування пакету даних складається з тривалості очікування обслуговування в черзі і тривалості передачі по каналу зв'язку (1.10).

В ролі критерію оптимізації пропускної здатності лінії зв'язку виберемо критерій середнього ризику [4] - мінімум сумарних витрат, який в цьому узагальненому випадку має такий вигляд

$$D(n, N, a, b, C_{N\Sigma}) = P(n \geq N) \frac{a_N}{C_{N\Sigma}} + P(n < N) b_N C_{N\Sigma}, \quad (1.11)$$

де a_N і b_N — параметри функцій витрат.

Таким чином, в цьому пункті вирішена задача узагальнення оптимального рішення для одноканальної системи на багатоканальні системи або телекомунікаційні сервери, що мають еквівалентну схему рис. 1.1. Визначені основні характеристики (1.1) - (1.9) цієї еквівалентної схеми, обґрунтовані необхідні припущення для побудови математичної моделі, обрано узагальнений критерій оптимізації (1.11), який відображає середні сумарні витрати, що пов'язані з функціонуванням багатоканальної системи.

1.2. Оптимізація пропускних здатностей систем обчислювальних мереж

Метою цього пункту є обґрунтування і розробка математичної моделі критерію оптимальності для обчислювальної мережі, що має системи з різними техніко-економічними характеристиками, пошук розподілу оптимальних пропускних здатностей систем гетерогенних обчислювальних мереж з урахуванням їх особливостей і реально існуючих обмежень на умови розв'язання задач оптимізації.

Основним методом розв'язання задач оптимізації обрано метод невизначених множників Лагранжа. Він, як відомо, дозволяє розв'язувати нелінійні задачі математичного програмування і враховувати обмеження на допустимі значення керованих змінних. В [4] на прикладі показано, як можна оптимізувати пропускну здатність багатоканальних ліній зв'язку мереж з комунікацією повідомлень та фіксованою процедурою вибору шляху. Задачу оптимізації необхідно розглядати як техніко-економічну. В якості критерію оптимальності в прямій постановці задачі, в цьому прикладі, було обрано середній час затримки повідомлення в мережі, в якості обмеження – орендну плату за користування мережею.

Для розв'язання задачі пошуку оптимального рішення для багатосистемної обчислювальної мережі зв'язку з різними техніко-економічними характеристиками систем виберемо критерії оптимальності у вигляді сепарабельної адитивної функції

вагових коефіцієнтів q_i , $i = 1, \dots, N$, визначальних параметрів стану систем і витрат a_i і b_i , пропускних здібностей систем C_i як керованих змінних:

$$D_N(q_i, n_i, N_s, a_i, b_i, C_i) = \sum_{i=1}^{N_s} q_i D_i = \sum_{i=1}^{N_s} q_i (P_i(n_i \geq N_i) a_i c_i^{-1} + P_i(n_i < N_i) b_i c_i), \quad (1.12)$$

де N_s – загальне число різномірних систем в гетерогенній мережі;
 $i = 1, \dots, N_s$, D_i – локальний критерій оптимізації для i -ої системи.

Для скорочення запису середніх сумарних витрат (1.12) ймовірності станів систем у подальших формулах включені в структуру коефіцієнтів a_i і b_i . В подальших сумах, де це не приводить до непорозуміння, не використовується також індекс в N_s .

В математичній моделі критерію оптимальності (1.12) вагові коефіцієнти відповідають двом основним умовам: умові позитивності $0 \leq q_i \leq 1$ і умові нормування

$$\sum_{i=1}^{N_s} q_i = 1.$$

Використання вагових коефіцієнтів q_i дозволяє враховувати не менше п'яти принципових різниць в техніко-економічних характеристиках систем обчислювальних мереж або видів їх трафіку. Послідовно розглянемо їх за допомогою наступної класифікації:

К1. Системи відрізняються витратами, що обумовлені їх відмовами в обслуговуванні пакетів даних, тоді $q_{i1} = a_{i1} / \sum_{i=1}^N a_{i1}$, $b_{i1} = b_1$, де a_{i1} , b_{i1} - параметри витрат для

i -ої системи;

К2. Системи відрізняються витратами на одиницю пропускної здатності лінії $q_{i2} = b_{i2} / \sum_{i=1}^N b_{i2}$, $a_{i2} = a_2$;

К3. Системи відрізняються середніми коефіцієнтами ρ_{i3} використання пропускної здатності $q_{i3} = \rho_{i3} / \sum_{i=1}^N \rho_{i3}$, $a_{i3} = a_3$, $b_{i3} = b_3$;

К4. Системи відрізняються коефіцієнтами варіації V_{i4} тривалості обслуговування пакетів даних, тобто затримками в черзі пакетів даних $q_{i4} = \frac{1/V_{i4}}{\sum_{i=1}^N 1/V_{i4}}$,

$a_{i4} = a_4$, $b_{i4} = b_4$;

К5. Системи відрізняються максимальними значеннями математичного сподівання сумарних витрат $q_{i5} = Z_{\max \min, i5} / \sum_{i=1}^N Z_{\max \min, i5} = \frac{\sqrt{a_{i5} b_{i5}}}{\sum_{i=1}^N \sqrt{a_{i5} b_{i5}}}$.

Розв'язання задач цих п'яти класів вимагає різних вхідних даних. Наприклад, задачі класів К4 і К5 потребують знання коефіцієнтів варіації тривалості обслуговування, а також попереднього розв'язання одномірної задачі оптимізації для i -ої системи. Зрозуміло, що не всі навіть суттєві ознаки нами враховані, тому наведена класифікація не є вичерпною і заслуговує на подальший розвиток. В залежності від поставленої задачі оптимізації (оптимізація технічного обслуговування систем, що експлуатуються або оптимізація систем по техніко-економічним критеріям якості тощо) та обраного критерію буде отримана інша класифікація [5].

Розглянемо відповідну класифікацію обмежень на значення керованих змінних. Очевидно, що для обмежень теж можна використовувати класифікацію за параметрами $a_i, b_i, V_i, Z_{\max \min i}$, що подібна наведеної. Для цього зручно також представити обмеження в узагальненому вигляді: $C_N = \sum_{i=1}^N g_i C_i$, де вагові коефіцієнти $g_i, i = 1, \dots, N$, обираються в залежності від діючого реально класу обмеження. Розглянемо найбільш суттєві класи обмежень (limitations L1-L6)

L1. Всі коефіцієнти однакові $g_{i1} = 1, i = 1, \dots, N$, тоді обмеження накладається на загальну сумарну пропускну здатність систем обчислювальної мережі $\sum_{i=1}^N C_i \geq C_N^*$, де C_N^* – необхідне значення інтегральної пропускну здатності мережі;

L2. Обмеження накладається на загальну вартість систем мережі, тоді $g_{i2} = b_i, i = 1, \dots, N, \sum_{i=1}^N b_i C_i \leq D_N^*$, де D_N^* – допустима вартість систем мережі;

L3. Обмеження враховує витрати, що обумовлені відмовами в обслуговуванні пакетів даних в мережі, тоді $g_{i3} = g_{i1}, i = 1, \dots, N, \sum_{i=1}^N g_{i3} = 1$;

L4. Обмеження враховує витрати на одиницю пропускну здатності системи, тоді $g_{i4} = q_{i2}, i = 1, \dots, N$;

L5. Обмеження враховує коефіцієнти варіації тривалості обслуговування, тоді $g_{i5} = q_{i4}, i = 1, \dots, N$;

L6. Обмеження враховує максимальні значення математичного сподівання сумарних витрат, тоді $g_{i6} = q_{i5}, i = 1, \dots, N$.

Як і попередня класифікація критеріїв, класифікація обмежень також не є вичерпною. Наприклад може бути одночасно два обмеження L1 і L2. Головне, щоб загальне число m обмежень відповідало необхідній умові

$$m \leq n_c, m/n_c \leq 1, \quad (1.13)$$

де n_c – загальне число керованих змінних. Тоді при виконанні умови (1.13) оптимальне рішення існує і є однозначним.

Загальна постановка прямої задачі пошуку оптимального розподілу пропускну здатностей систем в обчислювальної мережі, має вигляд: *необхідно знайти оптимальний розподіл пропускну здатностей систем мережі $C_{i \text{opt}} = \arg \min_{C_i} D_N(C_i), i = 1, \dots, N$, за умови, що виконується нерівність*

$$C_N = \sum_{i=1}^N g_i C_i \geq C_N^*, \quad (1.14)$$

де C_N^* – необхідне значення середньої пропускну здатності систем мережі.

Для розв'язання цієї задачі оптимізації складається допоміжна функція Лагранжа виду

$$L(a_i, b_i, C_i, \lambda) = \sum_{i=1}^N q_i (a_i C_i^{-1} + b_i C_i) + \lambda \left[C_N^* - \sum_{i=1}^N g_i C_i + v^2 \right], \quad (1.15)$$

де λ – допоміжний множник Лагранжа;

v - допоміжна змінна.

Для пошуку оптимального розподілу $C_{i\text{opt}}$, $i=1,\dots,N$, пропускних здатностей складових гетерогенної обчислювальної мережі розв'язується система рівнянь оптимізації

$$\begin{cases} \partial L(a_i, b_i, C_i, \lambda, q_i, g_i) / \partial C_i = 0, & i=1,\dots,N \\ \partial L / \partial \lambda = 0 \\ \partial L / \partial v = 0 \end{cases} \quad (1.16)$$

Оптимальний розподіл $C_{i\text{opt}}$, що отримано з розв'язання системи (1.16) забезпечує мінімальне значення $D_{\min}(C_{i\text{opt}})$ при дотриманні обмеження (1.14).

Допоміжний множник Лагранжу $\lambda = \frac{\partial D_{\min}(C_{i\text{opt}})}{\partial C_N^*}$ показує, як змінюється приріст

значення $D_{\min}(C_{i\text{opt}})$ в залежності від приросту значення обмеження C_N^* .

Теорема 1. Якщо для пошуку оптимального розподілу пропускних здатностей $C_{i\text{opt}}$, $i=1,\dots,N$, систем обчислювальної мережі використовується допоміжна функція Лагранжа (1.15), тоді величина

$$\lambda_N \left[C_N^* - \sum_{i=1}^N g_i C_i \right] = \left(\sum_{i=1}^N q_i b_i - \sum_{i=1}^N q_i \frac{a_i}{C_i^2} \right) \left(C_N^* - \sum_{i=1}^N g_i C_i \right); \quad (1.17)$$

Теорема 2. Якщо для N -системної обчислювальної мережі виконуються необхідні умови ідентичності (однорідності) систем:

$$q_i = q_j = q = 1/N, \quad (1.18)$$

$$g_i = g_j = g = 1/N, \quad (1.19)$$

$$a_i = a_j = a, \quad b_i = b_j = b, \quad (1.20)$$

тоді і тільки тоді оптимальний розподіл пропускних здатностей $C_{i\text{opt}}$, $i=1,\dots,N$, є рівномірним, тобто $C_{i\text{opt}} = C_{j\text{opt}} = C_{\text{opt}} = \sqrt{a/b} = C_N^*$, $D_{\min}(C_{\text{opt}}) = 2\sqrt{ab}$, невизначений множник λ_N допоміжної функції Лагранжа (1.15) дорівнюється нулю

$$\lambda_N = b_i - \frac{a_i}{C_{i\text{opt}}^2} = b_j - \frac{a_j}{C_{j\text{opt}}^2} = b_i - b_j = b - b = 0.$$

Таким чином, в даному пункті обґрунтовані критерії оптимальності і обмеження в прямій постановці задачі оптимізації розподілу пропускних здатностей систем гетерогенних обчислювальних мереж, розроблені математичні моделі для критеріїв оптимальності і обмежень, виконана класифікація задач оптимізації за ознаками вибору значення вагових коефіцієнтів, доведені теореми щодо значення невизначеного множника Лагранжа (1.17), а також відносно необхідних умов (1.18) – (1.20) рівномірного розподілу оптимальних пропускних здатностей систем мережі.

Отримані результати є основою для побудови ітераційних процедур і алгоритмів пошуку оптимальних рішень в прямих і зворотних задачах оптимізації пропускних здатностей систем обчислювальних мереж.

2. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ РОБОТИ СИСТЕМИ

2.1. Логічні та фізичні компоненти системи

Система обробки пакетів та надання послуги DSL доступу до інтернет, що описана в даній роботі, складається з наступних компонент:

1. DSL модем, який підключено до персонального комп'ютеру споживача. Споживач повинен мати активований договір на підключення користування послугою

ADSL доступу до інтернету. До договору прикріплене обладнання провайдеру, з точним вказанням ім'я порту та назвою обладнання;

2. Наявне обладнання провайдеру для надання послуги. Обладнання отримує пакети від DSL модему через SNMP агент;

3. RADIUS сервер обробки пакетів. Даний сервер отримує пакети інформації з обладнання через шлюз обладнання (Шлюз(INS/GW), на якому відбувається коннект (відбувається передача пакетів)). На даному сервері виконується розшифрування пакетів від обладнання для подальшої передачі на DialUp сервер або шифрування отриманих від DialUp серверу пакетів для передачі на обладнання;

4. DialUp сервер обробки пакетів. На даному сервері відбувається обробка отриманих пакетів та формується пакет для відправлення на обладнання щодо надання послуги;

5. Main сервер (головний сервер аплікацій). Сервер, на якому оброблюється всі операції, що пов'язані з наданням послуг споживачам;

6. Веб сервер СС(системи самообслуговування). Сервер, який відповідає за надання інформації споживачам щодо користування послугами. Для перегляду інформації споживач повинен вийти на веб сайт системи самообслуговування, ввести логін та пароль для входу на сайт та переглянути статистику щодо користування послугою;

7. База даних DialUp серверу, в якій зберігається історія по минулим конектам користувачів. Також в базі даних DialUp серверу зберігається інформації по активним(поточним) конектам Інтернету;

8. База даних Main серверу, в якій зберігається вся інформація по споживачам, статистика споживання послуг, зв'язок договору споживача з обладнанням тощо;

9. База даних Веб сервер СС, в якій зберігається інформація щодо характеристик споживача для входу на сайт СС, статистика споживання послуг.

База даних головного серверу та база даних веб серверу СС логічно є дома різними елементами, але фізично вони можуть знаходитися в одному місці.

На рис. 2.1 зображена схема взаємодії логічних елементів при обробці пакетів.

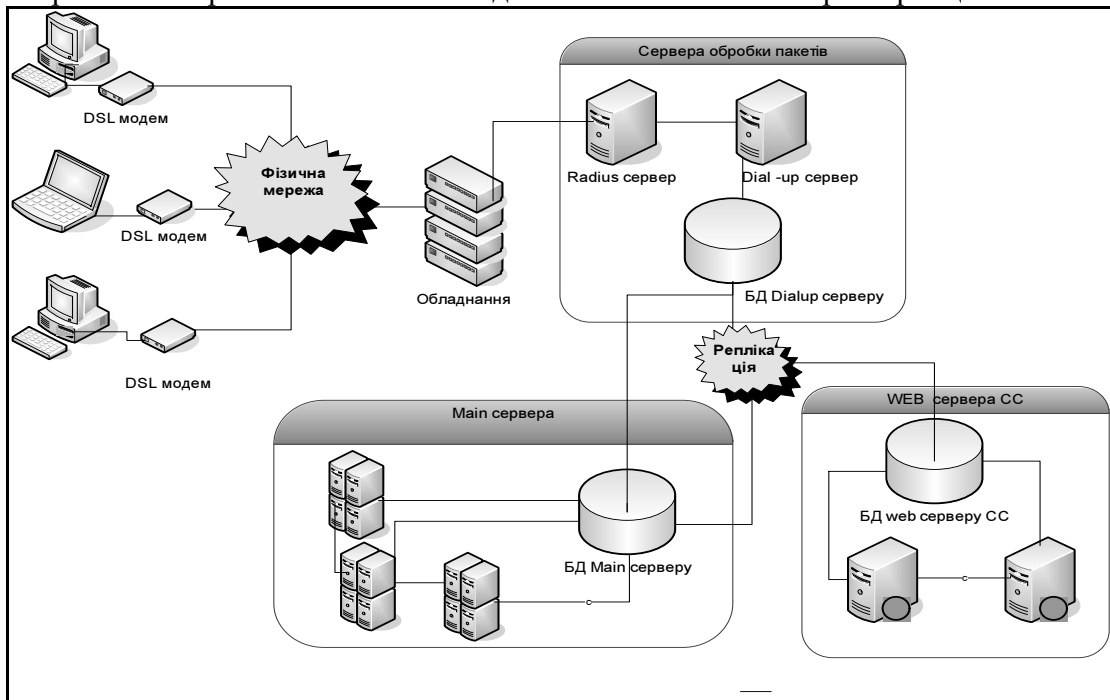


Рисунок 2.1 – Структурна схема системи надання послуг споживачам

2.2. Принцип роботи системи обробки пакетів та надання послуг

2.2.1. Процес авторизації користувача

На рис 2.2 відображений механізм авторизації споживача послуги DSL підключення до інтернету.

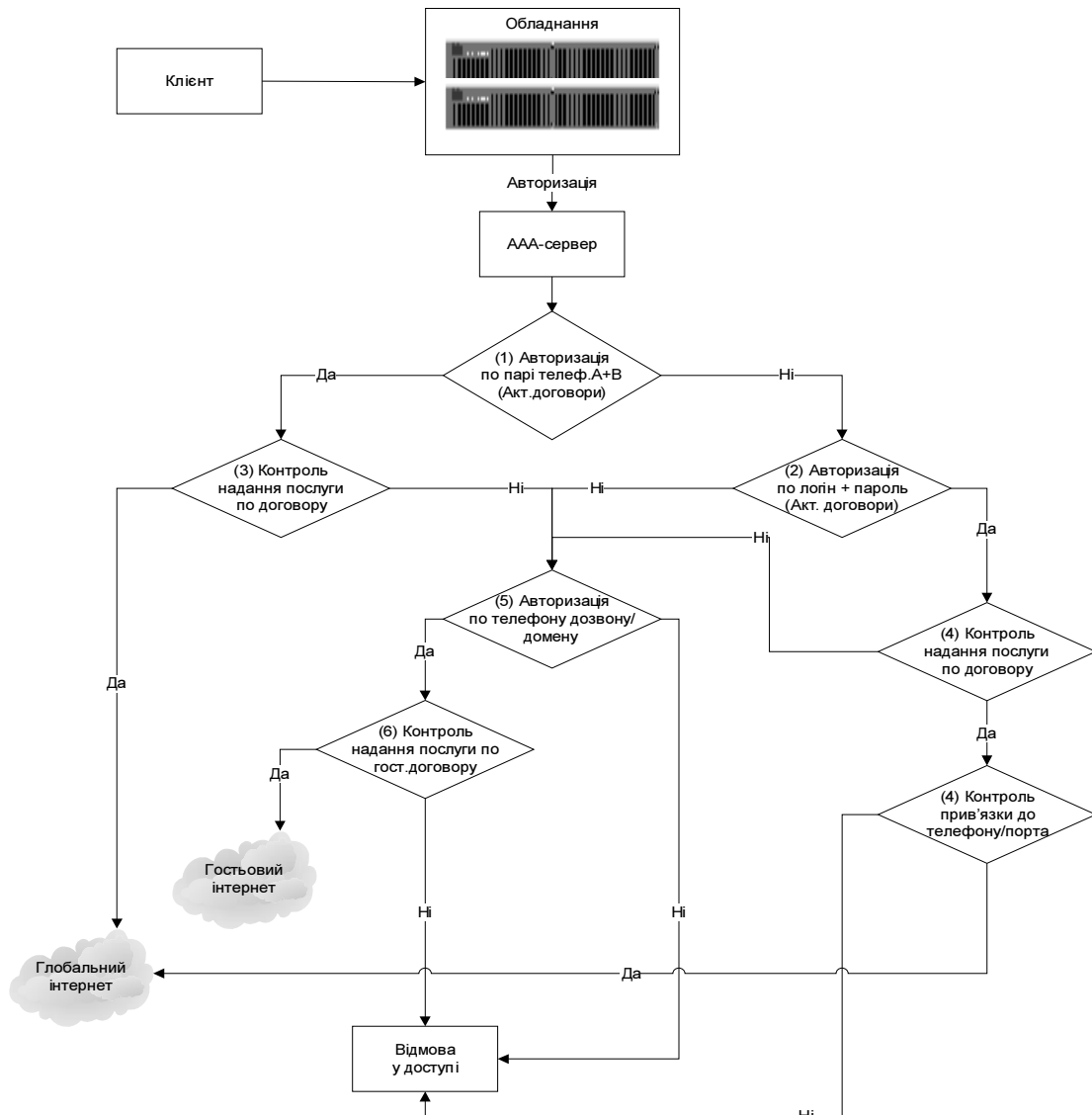


Рисунок 2.2 – Алгоритм універсальної авторизації послуг доступу до інтернету

Клієнт виконує авторизацію автоматично (по парі телефон та договір) або ввівши логін та пароль доступу для виходу до глобального інтернету.

Гостьовий інтернет надається користувачу при успішній авторизації по телефону гостьового дозвону. Інакше відбувається відмова в наданні послуги.

Система, що розглядається в даній роботі, виконує авторизацію споживача на серверному рівні. Тобто виконується аналіз пакетів, що надходять від обладнання та в залежності від характеристик пакетів виконується надання або ненадання послуги споживачу.

Розглянемо випадок успішної обробки пакету авторизації.

DSL модем відсилає пакет із типом «Пакет авторизації» на обладнання провайдеру. З обладнання пакет по протоколу radius шифрований передається на Radius сервер, на якому виконується розшифрування пакету та передача на DialUp сервер по протоколу radius. На DialUp сервері виконується обробка даних пакету(вилучення

даних щодо логіну споживача, паролю доступу до послуги та ідентифікатору обладнання). При надходженні пакету автоматично створюється технічний конект на споживача із заданими параметрами, відразу після перевірки DialUp сервером своєї бази даних на наявність активних конектів за заданими параметрами. Далі DialUp сервер виконує запит на існування в системі користувача із параметрами, що надійшли в пакеті до бази даних головного серверу. При отриманні позитивної відповіді від бази даних (тобто споживач із заданими параметрами існує і має активний договір), в базі даних DialUp серверу створюється активний конект та на DialUp сервер відправляються дані про ідентифікатор сесії. На DialUp сервері формується пакет-відповідь (пакет містить інформацію щодо ідентифікатору створеної сесії споживача та радіус характеристик договору споживача: тарифний план, термін дії договору) на пакет-запит авторизації та за допомогою radius протоколу передається на Radius сервер. На Radius сервері виконується шифрування пакету та передача його по radius протоколу на обладнання. DSL модем отримує повідомлення про успішну авторизацію.

2.2.2. Обробка старт пакету

Після успішного виконання авторизації споживача потрібно обробити старт пакет для початку надання послуги. Розглянемо обробку старт пакету із успішним завершенням.

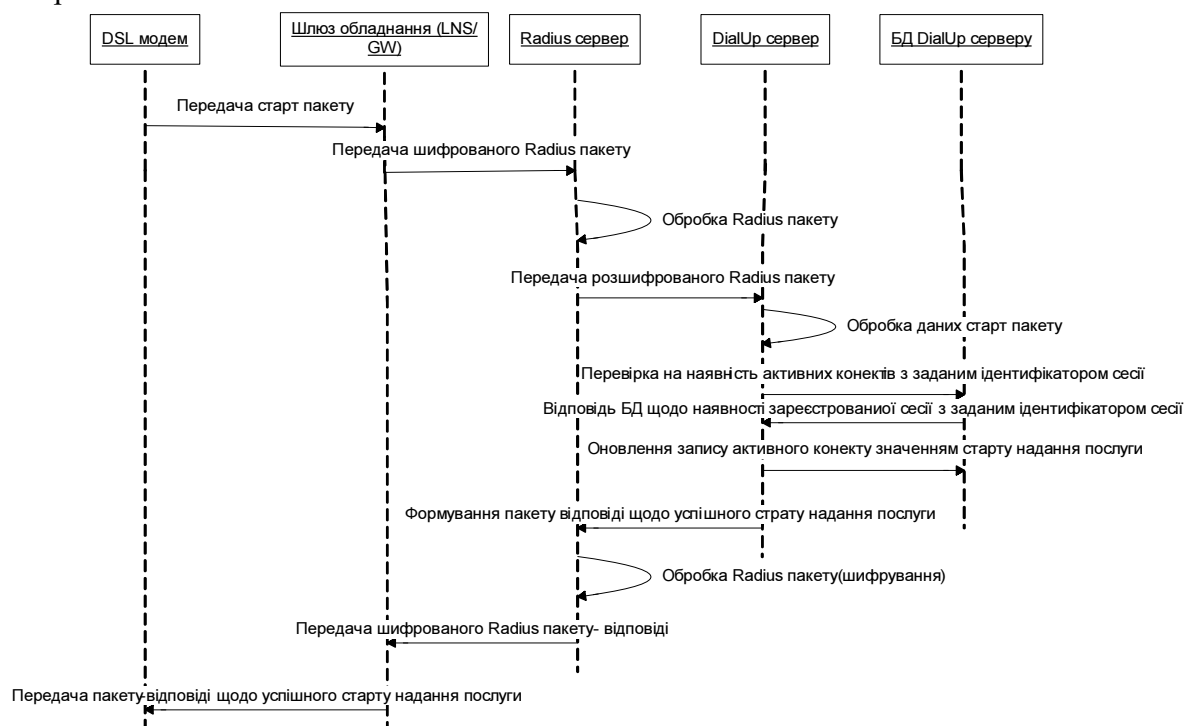


Рисунок 2.3 – Діаграма успішної обробки старт пакету та початку надання послуги клієнту

На рис.2.3 детально відображено механізм обробки старт пакетів. DSL модем відсилає пакет із типом «Пакет старт» на обладнання провайдеру. З обладнання пакет по протоколу radius шифрований передається на Radius сервер, на якому виконується розшифрування пакету та передача на DialUp сервер по протоколу radius. На DialUp сервері виконується обробка даних пакету (вилучення даних щодо логіну споживача, паролю доступу до послуги, ідентифікатору обладнання та ідентифікатору сесії, що була створена при авторизації) та виконується запит до власної бази даних сервера на наявність активних конектів із параметрами, що надійшли в пакеті авторизації.

При позитивній відповіді від бази даних (активний конект із заданим ідентифікатором сесії існує) DialUp сервер відсилає запит на оновлення запису в таблиці

про активний конект даними щодо часу початку сесії та даними старт пакету. Запис в базі даних DialUp серверу оновився. Послуга надається споживачу. Після цього на DialUp сервері формується пакет-відповідь щодо вдалого оновлення конекту та старту надання послуги, та за допомогою radius протоколу передається на Radius сервер. На Radius сервері виконується шифрування пакету та передача його по radius протоколу на обладнання. DSL модем отримує повідомлення про успішний старт надання послуги.

2.2.3. Обробка live пакету

В процесі надання послуги обладнання кожні 3 секунди посилає live пакети на Radius сервер для оновлення інформації щодо активного конекту в базі даних DialUp серверу. Нижче розглянуто два варіанти обробки live пакетів.

Розглянемо ситуацію, коли при live пакету в базі даних DialUp серверу наявний запис про активний конект із заданими параметрами.

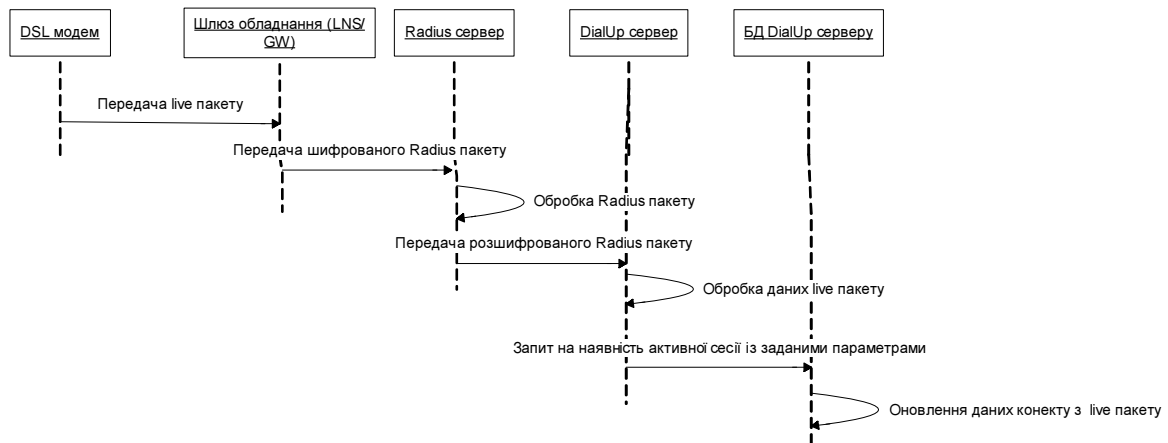


Рисунок 2.4 – Діаграма обробки live пакету

DSL модем відсилає пакет із типом «Пакет live» (рис. 2.4) на обладнання провайдеру. З обладнання пакет по протоколу radius шифрований передається на Radius сервер, на якому виконується розшифрування пакету та передача на DialUp сервер по протоколу radius. На DialUp сервері виконується обробка даних пакету: вилучення даних щодо логіну договору надання послуги та ідентифікатору сесії. DialUp сервер виконує запит до власної бази даних щодо наявності активного конекту із заданими параметрами. При отриманні позитивного результату (активний конект із заданими параметрами наявний) запис в таблиці бази даних оновлюється значенням live пакету (оновлюються дані щодо використаного трафіку як вихідного, так і вхідного, а також щодо кількості передачі та отримання пакетів тощо).

2.2.4. Обробка стоп пакету. Закриття активного конекту

Закінченням надання послуги, тобто закінчення надання користування трафіком є отримання та обробка стоп пакету від обладнання. Нижче приведено два варіанти обробки стоп пакетів.

Розглянемо варіант обробки стоп пакету при наявності активного конекту в базі даних DialUp серверу.

На рис.2.5 детально показано механізм закриття активного конекту при отриманні стоп пакету та реплікації даних щодо конекту до баз даних головного серверу та до веб серверу СС.

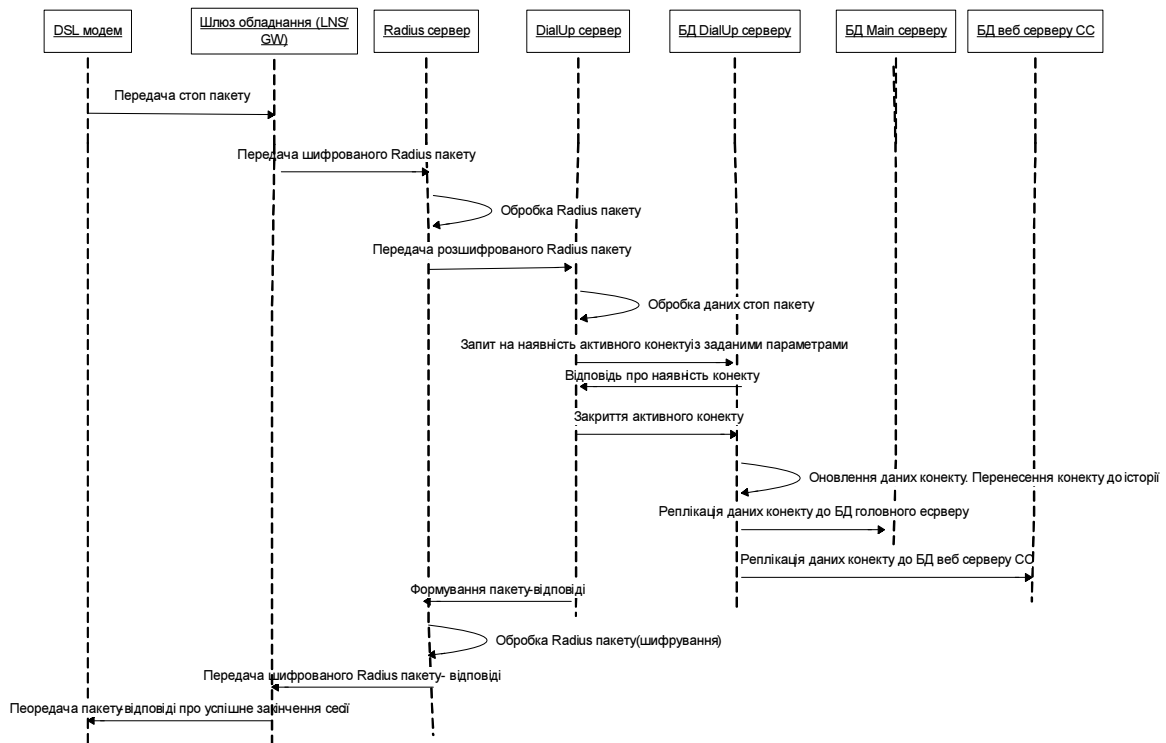


Рисунок 2.5 – Діаграма закриття конекту при отриманні стоп пакету

DSL модем відсилає пакет із типом «Пакет стоп» на обладнання провайдеру. З обладнання пакет по протоколу radius шифрований передається на Radius сервер, на якому виконується розшифрування пакету та передача на DialUp сервер по протоколу radius. На DialUp сервері виконується обробка даних пакету: вилучення даних щодо логіну договору надання послуги та ідентифікатору сесії. DialUp сервер виконує запит до власної бази даних щодо наявності активного конекту із заданими параметрами. При отриманні позитивного результату (активний конект із заданими параметрами наявний) DialUp сервер закриває активний конект (оновлюються дані щодо конекту: час закінчення конекту, сумарна кількість використаного трафіку та кількість переданих та отриманих пакетів даних), який при закритті автоматично переноситься до історії конектів. База даних DialUp сервер реплікує дані про конект споживача до бази даних головного серверу та до бази даних веб серверу СС для можливості подальшого перегляду статистики.

На DialUp сервері формується пакет-відповідь щодо закінчення сесії на обладнанні, який за допомогою radius протоколу передається з DialUp серверу на Radius сервер, на якому виконується шифрування пакету та передача за допомогою radius протоколу пакету-відповіді на обладнання. Обладнання передає на DSL модем повідомлення щодо закінчення сесії.

3. АНАЛІЗ СТАТИСТИКИ КОРИСТУВАННЯ ПОСЛУГОЮ

Користувач послуги має можливість перегляду статистики користування ним послугою, тобто переглянути використаний трафік. Для цього йому потрібно зайти на веб сайт самообслуговування користувачів системи, залогінувшись на сайті за допомогою логіну та паролю договору. Працівник компанії, що має доступ до перегляду поточних активних конектів та до перегляду інформації щодо конектів конкретного користувача, при відомих даних (логін договору або телефон, на який надається послуга), має можливість переглянути статистику споживання конкретним

споживачем трафіку та має можливість перегляду поточних активних конектів за допомогою відповідної форми в білінговій системі.

Висновки

В ході дослідження були розглянуті питання оптимізації роботи комунікаційних серверів, комп'ютерних мереж, проаналізовані існуючі методи та алгоритми оптимального обслуговування трафіку. Метою даного дослідження було розробити системи обліку трафіку, що і реалізовано в рамках роботи.

Список літератури

1. Столлингс В. «Современные компьютерные сети» - СПб.: Питер, 2003. - 783с. - (Серия "Классика computer science").
2. А. Олифер, В.Г. Олифер. «Средства анализа и оптимизации локальных сетей.» М.: Центр Информационных Технологий, 1998.- 120 с.
3. Остерлох Хизер «Маршрутизация в IP-сетях. Принципы, протоколы, настройка»: Пер. с англ. - СПб.: ООО "ДиаСофтЮП", 2002. - 512 с.
4. Игнатов В.А. «Теория информации и передачи сигналов» М.: Радио и связь, 1990. – 280с.
5. Игнатов В.А., Маньшин Г.Г. Трайнев В.А. «Статическая оптимизация качества функционирования электронных систем» М.: Энергия, 1974. – 264с.

В статье обоснованы критерии оптимальности и ограничения в задачах оптимизации распределения пропускных способностей систем гетерогенных вычислительных сетей, разработаны математические модели для критериев оптимальности и ограничений, выполнена классификация задач оптимизации за признаками выбора значения весовых коэффициентов. В результате анализа существующих методов и алгоритмов оптимального обслуживания трафика была разработана система учета трафика.

In article the criterions of optimal and limitation in the problem of optimization of the distribution of transmitted ability of heterogeneous computing net systems are obtained. Mathematical models for the criterions of optimal and limitation are expanded and classification of the problems of optimization is investigated by the characteristics of a choice of valuable coefficients. Analyzing of methods and algorithms of optimal service of traffic the system of its inclusion is obtained.

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р. техн. наук, А.Ю. Невдаха, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Складання двоопорних роторів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних складань з заміром биття на призмах

Модифікований метод двох пробних складань роторів барабанно-дискової конструкції з заміром биття на поворотному складальному штапелі для складання двоопорних роторів цієї конструкції із заміром биття на призмах.

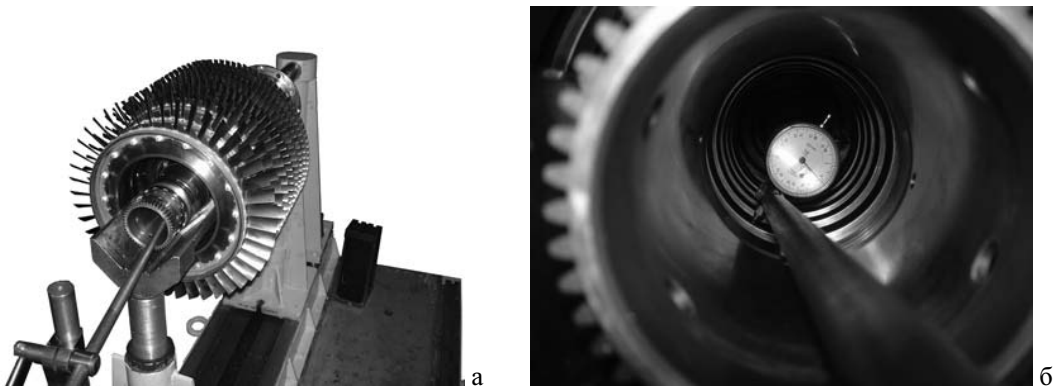
складання роторів, ротор барабанно-дискової конструкції, ротор

Вступ. Надійна робота механізмів і машин, елементами яких є ротори барабанно-дискової конструкції, залежить від технологічного процесу складання цих роторів. Робочі колеса ротора барабанно-дискової конструкції з'єднуються між собою безпосередньо або через приставки. Тому у двоопорному роторі неспіввісність кожного робочого колеса залежить від неспіввісності інших робочих коліс. У консольних роторах барабанно-дискової конструкції неспіввісність певного робочого колеса залежить тільки від неспіввісності всіх попередніх робочих коліс, що встановлені перед ним до опори, і є накопиченою. Через неспіввісності деталей виникає розподілений по повздовжній осі ротора дисбаланс, через який виникають вібрації, що прискорюють вихід з ладу самих механізмів і машин [1-3].

В роботах [4-6] був розроблений спосіб складання роторів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних складань з заміром положень деталей ротора на поворотному складальному штапелі. Для реалізації складання ротора за цим методом необхідно двічі пробно скласти ротор (перший раз ланки ротора неповернуті, а другий – повернуті одна щодо одної на 180°). Після кожного складання на поворотному складальному штапелі заміряються биття ланок ротора. За цими биттями, за певним алгоритмом, розраховуються характеристики утворених при стикуванні ланок ротора кінематичних пар. За отриманими характеристиками пар моделюється віртуальне складання ротора, після чого обчислюється значення функціонала якості. Мінімізацією функціонала якості при наявності обмежень на биття одержуються оптимальні кути повороту ланок у роторі, за якими і виконується остаточне – третє складання ротора. Для мінімізації використовується метод повного перебору всіх можливих варіантів складання ротора. Метод двох пробних складань не потребує додаткового обладнання. Його було розроблено для складання консольних роторів, так як за базу береться перша деталь ротора (вал передній), яка встановлюється у поворотний складальний штапель без перекосу і ексцентриситету.

При встановленні ротора, зібраного за цим методом на призми, змінюються перекоси і ексцентриситети всіх ланок ротора, після чого деякі з них можуть не задовольняти заданим обмеженням. Тому у роботі модифікується метод двох пробних зборок роторів барабанно-дискової конструкції із заміром биттів на поворотному складальному штапелі для збирання двоопорних роторів барабанно-дискової конструкції із заміром биттів на призмах. Нижче відповідним чином змінюються основні етапи вихідного метода.

1. Особливості визначення характеристик пар. Як і в методі двох пробних зборок із заміром биттів на поворотному складальному штапелі [5,6], ротор пробно складається два рази на монтажному столі, шляхом послідовного приєднання деталей. При першому пробному складанні кути повороту ланок рівні 0^0 , а при другому – кожна ланка повернута щодо сусідньої на 180^0 . В процесі складання ротора заміри не проводяться. Після кожного пробного складання заміряються положення ланок в роторі, для чого ротор встановлюється на призми (рис. 1). Положення ланок, як і у випадку встановлення ротора на поворотний складальний штапель, найбільш точно можна визначати замірами радіальних і торцевих биттів за чотирма контрольними точками, як це описано в ОСТ І.41672-77 [7]. В результаті заповнюється табл. 1 биттів.



а – ротор на призмах; б – замір радіального биття робочого колеса по маточині диска

Рисунок 1 – Замір биттів ланок двохопрного ротора на призмах

Зауважимо, що на відміну від вихідного методу, табл. 1 заповнюється починаючи з першої ланки, бо на призмах вона може мати перекіс.

Таблиця 1 - Биття ланок k ротора після пробної зборки $j=1,2$ ротора

Величина, мм Ланка №	$\Delta 3_{k,j}$	$\Delta 4_{k,j}$	$\delta 3_{k,j}$	$\delta 4_{k,j}$
1				
...				
N				

Алгоритм визначення характеристик пар такий ж самий, як і в методі двох пробних складань ротора із заміром биттів на поворотному складальному штапелі [4-6].

Ексцентриситет і перекіс ланки k у роторі у комплексному вигляді задають величини [7]:

$$e_{k,j} = ex_{k,j} + ie_{y_{k,j}}, \quad \delta_{k,j} = \delta x_{k,j} + i\delta y_{k,j}, \quad / j=1,2 / ,$$

де

$$ex_{k,j} = -\frac{1}{2}(\Delta 3_{k,j} - \Delta 3_{k,0}), \quad ey_{k,j} = -\frac{1}{2}(\Delta 4_{k,j} - \Delta 4_{k,0}),$$

$$\delta x_{k,j} = \delta 3_{k,j} - \delta 3_{k,0}, \quad \delta y_{k,j} = \delta 4_{k,j} - \delta 4_{k,0}, \quad / j=1,2 / ,$$

причому індекс j дорівнює 1 – коли ланка в роторі після першого, а 2 – другого пробного складання, і величини з індексами „0” – є еталонними биттями контрольних поверхонь ланок [7].

Закон руху центра контрольної поверхні ланки n_s щодо ланки m_s в парі s визначається за формулою

$$e_{n_s}(\varphi_s) = ecp_{n_s} + \Delta e_{n_s} e^{-i\varphi_s}, \quad (1)$$

де

$$ecp_{n_s} = \frac{e''_{n_s,1} + e''_{n_s,2}}{2}, \quad \Delta e_{n_s} = \frac{e''_{n_s,1} - e''_{n_s,2}}{2},$$

$$e''_{n_s,j} = e_{n_s,j}(-1)^{j-1} - e_{m_s,j} - \frac{l_s}{2r_{m_s}} \delta_{m_s,j}, \quad / j = 1, 2 / .$$

Закон зміни перекоосу ланки n_s щодо ланки m_s в парі s визначається за формулою

$$\delta_{n_s}(\varphi_s) = \delta cp_{n_s} + \Delta \delta_{n_s} e^{-i\varphi_s}, \quad (2)$$

де

$$\delta cp_{n_s} = \frac{\delta''_{n_s,1} + \delta''_{n_s,2}}{2}, \quad \Delta \delta_{n_s} = \frac{\delta''_{n_s,1} - \delta''_{n_s,2}}{2},$$

$$\delta''_{n_s,j} = \delta_{n_s,j}(-1)^{j-1} - \delta_{m_s,j}, \quad / j = 1, 2 / .$$

Закони зміни ексцентриситету (1) і перекоосу (2) є характеристикою пари s , утвореною стикуванням ланок n_s і m_s .

За характеристиками пар здійснюється віртуальне складання ротора і проводиться оптимізація.

2. Модифікація алгоритму віртуального складання для двохпорного ротора. Як відомо, на відміну від консольно-встановлених роторів, у двохпорного значення ексцентриситетів першої і останньої ланок рівні нулю. Враховуючи цю умову, алгоритм віртуального складання був умовно розбитий на два етапи: віртуальне складання, що моделює складання ротора на поворотному складальному штапелі; перерахунок ексцентриситетів і перекоосів, що моделює переустановлення ротора на призми.

Алгоритм віртуального складання, що моделює складання ротора на поворотному складальному штапелі, повністю збігається із відповідним алгоритмом вихідного метода, описаним в роботі [5].

Проведемо перерахунок ексцентриситетів і перекоосів, що моделює переустановлення ротора на призми.

Нехай ротор складається з ланок, що з'єднуються послідовно. Будь-яка ланка k встановлюється на ланку $k-1$, $/ k = \overline{2, N} /$ з кутом відносного повороту φ_{k-1} . При цьому умовно утворюється кінематична пара $k-1$, якщо кут відносного повороту розглядати як ступень вільності. Всього таких пар $N-1$.

Нехай ротор був віртуально складений на поворотному складальному штапелі, в результаті чого визначені ексцентриситети і перекооси $e_k^{(u)}, \delta_k^{(u)}$ ланок ротору. Потім цей ротор був віртуально переустановлений на призми, через що ексцентриситети і перекооси ланок одержали нові значення e_k, δ_k , $/ k = \overline{1, N} /$.

При віртуальному встановленні ротора на призми, як показано на рис. 2, зникає ексцентриситет останньої ланки. Це призводить до зміни ексцентриситетів ланок $2, \dots, N-1$ на величини Δe_k , та перекоосів всіх ланок на $\Delta \delta_k$. Тому

$$e_k = e_k^{(u)} + \Delta e_k, \quad / k = \overline{2, N-1} / , \quad \delta_k = \delta_k^{(u)} + \Delta \delta_k, \quad / k = \overline{1, N} / . \quad (3)$$

Слід зауважити, що фізичний перекоос всіх ланок змінюється на одну і ту ж величину. Але його комплексний еквівалент залежить від радіуса, на якому вимірюються торцеві биття [5,6], і тому змінюється для кожної ланки на окрему комплексну величину.

З рис. 2 для ексцентриситетів знаходимо

$$\Delta e_k = -e_N^{(u)} \cdot \left(\sum_{i=1}^{k-1} l_i / L \right), \quad / k = \overline{2, N-1} / , \quad (4)$$

де $e_N^{(u)}$ – ексцентриситет останньої ланки при віртуальному складанні ротора на поворотному складальному штапелі;

l_i – відстані між контрольними площинами, у яких вимірюються биття,

$$L = \sum_{i=1}^{N-1} l_i .$$

З рис. 2 для перекосів знаходимо

$$\Delta \delta_k = e_N^{(u)} r_k / L, \quad / k = \overline{1, N} / , \quad (5)$$

де r_k – радіус контрольної поверхні, на якій заміряються торцеві биття ланки k в роторі.

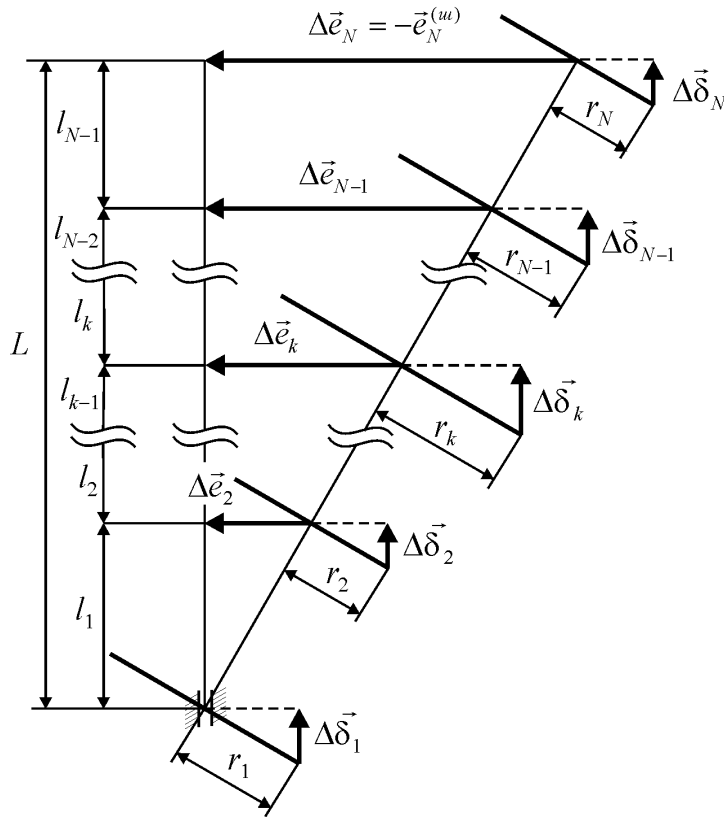


Рисунок 2 - Зміна ексцентриситетів та перекосів ланок ротора через переустановка ротора з поворотного складального штапеля на призми

Остаточно маємо такий алгоритм віртуального переустановлення ротора з поворотного складального штапеля на призми

$$e_k = e_k^{(u)} - e_N^{(u)} \cdot \left(\sum_{i=1}^{k-1} l_i / L \right), \quad \delta_k = \delta_k^{(u)} + e_N^{(u)} r_k / L, \quad / k = \overline{1, N} / . \quad (6)$$

Зауважимо, що при віртуальній перестановці ротора ексцентриситет першої ланки залишається рівним нулю, але з'являється її перекоіс:

$$e_1 = 0, \quad \delta_1 = \frac{e_N^{(u)} \cdot r_1}{L} .$$

Ексцентриситет останньої ланки, як і першої, також відсутній, але змінюється її перекоіс:

$$e_N = 0, \quad \delta_N = \delta_N^{(u)} + \frac{e_N^{(u)}}{L} \cdot r_N.$$

За знайденими ексцентриситетами і перекосами будується функціонал якості за алгоритмами роботи [5].

3. Особливості реалізації алгоритму методу повного перебору. Сучасні ПЕОМ дозволяють перебрати всі можливі варіанти віртуального складання ротора і обрати серед них – оптимальний, при якому функціонал якості приймає найменше значення і виконуються обмеження на биття контрольних поверхонь. Такий метод оптимізації називається повним перебором. Очевидно, що алгоритм цього методу залишається незмінним, тобто повністю збігається із алгоритмом, побудованим у методі двох пробних зборок ротора із заміром биттів на поворотному складальному штапелі [5].

Висновки. Модифіковані основні етапи методу двох пробних складань ротора із заміром биттів на поворотному складальному штапелі для складання двохопорних роторів із заміром биття на призмах. Етапи зазнають такі зміни:

- на етапі визначення характеристик пар биття контрольних поверхонь всіх ланок замірюються при встановленні ротора на призми;
- на етапі віртуального складання алгоритм віртуального складання доповнюється алгоритмом перерахунку ексцентриситетів і перекосів, що моделює перестановку ротора з поворотного складального штапелю на призми;
- на етапі оптимізації алгоритм методу повного перебору залишається незмінним.

Список літератури

1. Гарькавый А.А. Сборка авиационных двигателей / Гарькавый А.А. — М. : Машиностроение, 1981. — 223 с.
2. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / [Вьюнов С. А., Гусев Ю. И., Карпов А.В. и др.] под ред. Д. В. Хронина. — М. : Машиностроение, 1989. — 564 с.
3. Непомилуев В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей: дис. ... докт. техн. наук / Непомилуев В.В. — Рыбинск: РГАТА, 2000. — 356 с.
4. Кондратюк Э.В. Сборка ротора КВД газотурбинного двигателя Д-18Т методом двух пробныхборок и последовательной оптимизации / Кондратюк Э.В. // Технологические системы. — 2005. — №2. — С. 10-16.
5. Кондратюк Э.В. Сборка ротора КВД газотурбинного двигателя методом двух пробныхборок и полной оптимизации / Кондратюк Э.В., Филимоныхин Г.Б. // Технологические системы. — 2005. — №4 (30). — С. 9-14.
6. Кондратюк Э.В. Сборка ротора барабанно-дисковой конструкции методом двух пробныхборок / Кондратюк Э.В., Титов В.А., Филимоныхин Г.Б. // Технологические системы. — 2005. — №1. — С. 30-34.
7. ОСТ 1.41672-77. Статическая балансировка колес роторов ГТД путем распределения лопаток в дисках: Метод анализа. — М.: МАП, 1977. — 50 с.

Модифицированный метод двух пробныхборок роторов барабанно-дисковой конструкции с замером биений на поворотном сборочном штапеле для сборки межопорных роторов этой конструкции с замером биений на призмах.

The modified method of two trial assembling of rotors of drum-disk construction with measuring of beating on turning assembling staple for collecting of rotors in two supports of this construction with measuring of beating on prisms.

А.Г. Лукашенко, канд. техн. наук, докторант, В.Д. Шелягін, ст. наук. сп., канд. техн. наук, Д.А. Лукашенко, асп.

ІЕЗ ім. Є.О. Патона, Київ

І.А. Зубко, магістрант, О.Ю. Талімончук

Черкаський державний технологічний університет

Системний аналіз параметрів датчиків положення стику зварювальних деталей для лазерних технологічних комплексів

Процес зварювання є найбільш розповсюдженим процесом для з'єднання металоконструкцій. Перспективною є лазерна зварка. Автоматизація зварювальних процесів передбачає використання надійних і високоточних датчиків взаємного розміщення зварювальної головки і заданого зварюваного стику. Проводиться системний аналіз параметрів сучасних датчиків положення стику деталей в лазерних технологічних комплексах. Розглянуті їх основні особливості принципів побудови. Для подальшого їх вдосконалення і впровадження акцентовано увагу на недоліки та переваги.

системний аналіз, датчики, положення стику, лазерна зварка, автоматизовані системи, лазерні технологічні комплекси

Вступ. Актуальність теми

На даний час в промисловості процес зварювання є найбільш ефективним процесом завдяки надійному з'єднанню металоконструкцій. Перспективним є лазерний процес зварки з автоматизованою системою керування, що забезпечує високу експлуатаційну технологічність виробу [1-3].

Дійсно, лазерний пучок має високу концентрацію енергії (до 10^8 Вт/см²), завдяки можливості фокусування його в точку діаметром майже одиниці мікрометрів. Пляма нагріву дуже мала, при великій глибині проплавлення, і як наслідок, малі деформації зварюваних деталей, висока точність та якість зварюваного стику. Лазерний пучок легко транспортується по поверхні деталі по будь-якій траєкторії. На промінь не впливають магнітні поля, лазерна зварка не потребує вакууму, це спрощує технологічні процеси, відсутнє рентгенівське випромінювання, можлива зварка магнітних матеріалів. Процес зварювання безконтактний - можлива зварка в важкодоступних місцях, проведення зварки через прозорі матеріали, в рідинних середовищах. Зварка лазером дешевше, ніж зварка електронним випромінюванням.

Крім того, підвищенню надійності системи «людина – машина» сприяє процес автоматизації з'єднання деталей, завдяки відсутності впливу людського фактора. Тому високопродуктивним лазерним технологічним комплексам (ЛТК) посвячено багато робіт [1-5].

Шляхом аналізу цих робіт по автоматизованим системам керування процесом зварювання встановлено, що підвищення надійності компонентів вбудованих підсистем приводить до адекватного підвищення ефективності функціонуючих в реальному часі високопродуктивних ЛТК.

Відомо, що одним із найбільш вагомих компонентів автоматизованих систем керування процесом зварювання є датчики положення стику зварювальних деталей [6, 7, 8]. Датчики виконують функцію перетворення інформації з тієї форми в якій вона по-

ступає на підсистему керування в форму доступну для відображення, обробки та збереження.

Загальною інформаційною та теоретичною базою проведених досліджень є роботи вітчизняних та зарубіжних науковців: Ж. Аш, Є.С. Левшина, П.В. Новицького, Т. Окосі, А.Ф. Котюха та ін., але питанням швидкого вибору ефективних датчиків та високонадійних вбудованих компонентів для підсистем керування в ЛТК виділено недостатньо уваги.

Отже, системний аналіз сучасних датчиків положення стику зварюваних деталей, а також визначення високонадійних вбудованих компонентів підсистем керування процесом зварювання при застосуванні лазерних технологій є задача своєчасна і актуальна.

1. Постановка задачі

Враховуючи, що для підвищення надійності вже на етапі проектування використовуються наступні методи: спрощення схем, використання більш надійних компонентів, використання інтегральних схем високого ступеня інтеграції, створення заводостійких схем, полегшення ремонту та інші [9], ставляться наступні дві задачі:

1 - визначити найкращий тип моделі датчика положення стику зварювальних деталей на підставі системного аналізу якісних параметрів сучасних датчиків;

2 - запропонувати високонадійну модель датчика з вбудованими пристроями, що забезпечують зчитування та передачу інформації для подальшої обробки її у підсистемах керування в ЛТК.

2. Основна частина

Для одержання якісного з'єднання деталей обов'язкове співпадання траєкторії руху зварювального інструменту з лінією стику. В системах стеження за цим співпаданням використовують датчики.

При цьому правильний вибір датчиків сприяє значному покращенню якості системи вцілому. По принципу дії датчики класифікуються на:

- копірні (контактні);
- фотоелектричні;
- телевізійні;
- електромагнітні;
- дугові;
- теплові;
- пневматичні;
- ультразвукові;
- зондуючі лазерні датчики;
- лазерні оптико-акустичні дефектоскопи;
- датчики відбитого від поверхні зварювальної ванни лазерного проміння;
- відеосенсорні пристрої лінійного (одномірною) та матричного двомірною типу.
- датчики пароплазмового факела та інші.

До недоліків контактних датчиків відносять низьку надійність і точність, можливість механічних пошкоджень, обмеження при застосуванні їх у важкодоступних місцях.

Із групи безконтактних сліdkуючих датчиків, робота яких заснована на оптичних принципах, в якості елементів оптичних датчиків використовують напівпровідникові пристрої. Основні особливості датчиків положення стику деталей, що використовуються в лазерних технологічних комплексах більш детально приведені в таблиці 1.

Системний аналіз існуючих датчиків показав, що при зварюванні за допомогою лазерного променя до найбільш розповсюджених та ефективних слід віднести:

- датчики відбитого від поверхні зварювальної ванни лазерного проміння;
- зондуєчий лазерний датчик;
- лазерний оптико-акустичний дефектоскоп.

Широкого застосування набули датчики на основі ПЗС-матриць, або ПЗС-лінійок тому, що вони забезпечують:

- безінерційність;
- відсутність викривлень геометричної форми об'єкта,
- високу механічну міцність,
- стійкість до вібрації,
- низьку напругу живлення й енергію споживання,
- компактність,
- малу масу та габарити.

Для скануючого пристрою вибір базової ІС на підставі евристичного методу проводився із групи аналогів:

1 - DG506, 2 - AV6-4016, 3 - K1104KH1, 4 - B1110KH1-2, 5 - 733KH1-2, 6 - K591KH3, 7 - K590KH6, 8 - H1506A-2.

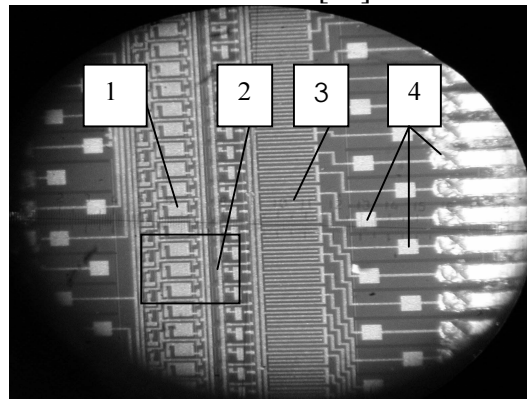
В якості вбудованих елементів для зчитування та подальшої передачі інформації пропонується скануючий пристрій на основі ІС B1110KH1-2 [12].

Відмінними рисами даної ІС є:

- малі габарити розміром 3x6x0,4 мм;
- мала потужність споживання (0,1 мВт при T=308K);
- багатоканальність (32 канали);
- можливість нарощування каналів в n разів (32 n -каналів);
- наявність на кристалі передпідсилювача.

При цьому за рахунок схемотехнічного рішення потужність споживання не збільшується тому, що в процесі зчитування інформації працює тільки один канал.

В результаті вибору скануючий пристрій, топологічний вигляд якого зображений на рис. 1, побудований на базі ІС B1110KH1-2 [12].



1-бутстрепна ємність; 2-ячейка керування; 3-МДП ключ; 4-площадка контакта

Рисунок 1 – Топологія багатоканального скануючого пристрою

Крім того, дослідження по виявленню резерву в ІС B1110KH1-2 на основі теорії неповної подібності та розмірності показало можливість застосування принципу авто-моделювання.

Відомо, що теорія подібності дозволяє виконувати моделювання з одним і тим же приладом. При цьому прилад з одними значеннями параметрів являється моделлю, а з іншими – оригіналом. Таке моделювання носить назву автомоделювання.

Таблиця 1 - Основні особливості датчиків положення стиків деталей в лазерних технологічних комплексах

Тип датчика	Принцип дії й метод вимірювання відхилення стиків від заданої траєкторії	Перевага	Недолік
Фотоелектричні датчики (ФД).	ФД контролює положення допоміжної лінії, яка наноситься паралельно стиків, на відстані від нього та вноситься в сторону від зварювальної головки.	Простота конструкції	Низька точність та перешкодостійкість при роботі в умовах сильного світлового випромінювання зони зварювання.
Скануючий по колу ФДУ слідуєючих системах.	Центр кола сканування суміщається з центром дії джерела зварювального тепла, при лазерному – оптичної осі сфокусованого пучка. Воно пересікає по черзі то стик, то зварювальний шов й навпаки, дозволяє обрахувати інтервали часу між пересіченнями стиків і кромки шва.	Однозначно характеризується положення центра теплової дії відносно стиків.	Низька надійність і перешкодостійкість. Необхідність контрольних ліній для підвищення контрасту. ФД визначає миттєве положення зони зварювання.
Електричний датчик зображення зварювальної ванни (ЕДЗВ).	ЕДЗВ розміщений безпосередньо за головою зварювального робота і захищений від прямого випромінювання дуги. Плоский лазерний пучок направляється двома дзеркалами поперек напрямку ходу зварювальної головки під кутом $50^{\circ} \dots 80^{\circ}$ до поверхні металу. Побудова зображень здійснюється камерою із зарядовим зв'язком.	Система збору даних і управління процесом доставляння точна.	Занадто складна апаратурна реалізація (лінзи, оптичний фільтр, комп'ютерний блок збору і обробки даних та інші). Велика вага та габарити, низька надійність вимірювальної апаратури.
Відеосенсорний пристрій (ВСП).	ВСП складається із щільної діфрагми та відбивника. Фотокамера, яка має змінне вікно, об'єктив, інтерференційний фільтр, фотоприймач на основі ПЗС-матриці. Джерелом освітлення є зварювальна дуга. Використання повгорного відбиття освітленої смуги одержує інформацію про зварне з'єднання на фотоприймачі.	Аналізується форма поблизу стиків і порівнюється з еталоном, що зменшує помилки.	Жорстко задана програма процесу зварювання.
Датчик відбитого лазерного проміння	Датчик відбитого від поверхні зварювальної ванни лазерного проміння Побудований на базі малогабаритного пірометра, і оснащений інтерференційним фільтром лазерного проміння.	Контролює площу поверхні рідкого металу, що зменшує помилки.	Неможливість контролювати кутові шви у важкодоступних місцях.
Зондуючий лазерний датчик	Зондуючий лазерний датчик є напівпровідниковим імпульсним лазером. Просвічує плазмовий факел вздовж поверхні зварного з'єднання і його проміння фіксується фотодіодом.	Визначається густина на пароплазмового каналу, що зменшує помилки.	Громіздкість. Не враховується короблення металу.
Лазерний оптико акустичний дефектоскоп (ЛОАД)	Принцип дії заснований на оптико акустичному ефекті, котрий полягає у збудженні коротких ультразвукових сигналів імпульсним лазерним випромінюванням. Імпульс попадаючи на об'єкт викликає теплове розширення області, що поглинула лазерне випромінювання. Це призводить до того, що виникає акустична напруга, форма якої визначається параметрами лазерного імпульсу і характеристиками середовища, що поглинуло світлову енергію. Вимірювання глибини залягання неоднорідності визначається по часу затримки. Вимірювання розміру неоднорідності визначається по формі і спектру сигналу.	Можливо виміряти: <ul style="list-style-type: none"> глибину залягання неоднорідності; розмір неоднорідності, що зменшує помилки. 	Затрата часу на попереднє дослідження характеристик середовища

Автомодельовання особливо актуальне для вирішення проблемно орієнтованих задач в сучасний період розвитку економіки промисловості, так як забезпечує високі техніко-економічні показники.

Це зберігає топологію ІС, змінюється тільки режим роботи, що значно зменшує витрати на виготовлення нового виробу.

Для підтвердження вищесказаного приведена на рис. 2 знаково-образна модель залежностей критеріїв подібності скануючого пристрою, за наступними параметрами:

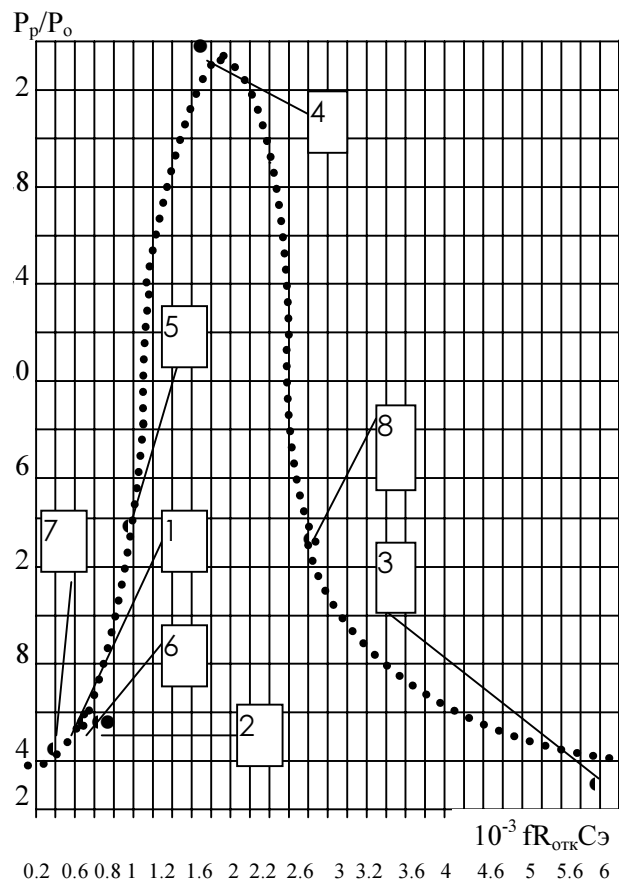
P_p - потужність розсіювання; P_o - потужність споживання;

f - частота перемикання; R - опір відкритого ключа; C – ємність МДП-ключа.

Розрахунок потужності розсіювання проводився за емпіричною формулою

$$P_p = (150 - t^0C) / 0,23.$$

Візуалізація залежності в безрозмірних координатах (P_p/P_o) та (fRC) показала резерв в 3 рази по використанню потужності споживання, що також підтверджує високу надійність пристрою [12, 13].



- 1 - DG506; 2 - AV6-4016;
 3 - K1104KH1; 4 - Б1110KH1-2;
 5 - 733KH1-2; 6 - K591KH3;
 7 - K590KH6; 8 - H1506A-2

Рисунок 2 – Залежність технічних параметрів в безрозмірних координатах

З рисунка 2 видно, що $P_p/P_o \approx 30$ разів. Це підтверджує відсутність перегріву і забезпечує резерв по співвідношенню потужностей розсіювання та споживання в скануючому пристрої.

На рис. 3 представлено зовнішній вигляд мікрозбірки ПЗС-лінійки з вбудованими скануючим пристроєм та передпідсилювачем.

Зображений зовнішній вигляд мікрозбірки підтверджує, що надійність мікрозбірки збільшується на три–чотири порядки завдяки інтегральній технології та герметичності [10, 11].



Рисунок 3 – Зовнішній вигляд мікрозбірки ПЗС-лінійки, скануючого пристрою та передпідсилювача

Висновки

1. Проведено системний аналіз існуючих датчиків, які широко використовуються при автоматизації процесу зварювання металоконструкцій.

2. Зведені в таблицю типи сучасних датчиків, їх принципи дії й методи вимірювання відхилення стику від заданої траєкторії, переваги та недоліки, що дозволяють:

- швидко порівняти і визначити найкращі для заданих умов процесу зварювання.
- бачити, на основі синтезу, перспективи розвитку датчиків положення стику зварювальних деталей при проектуванні лазерних технологічних комплексів у складі яких вони використовуються.

3. На підставі системного аналізу існуючих датчиків встановлено:

- найкращими слідкуючими датчиками є безконтактні, робота яких заснована на оптичних принципах;
- високу надійність та експлуатаційну технологічність забезпечують датчики на основі ПЗС-матриць, ПЗС-лінійок.

4. Запропоновані високонадійні (на базі ІС Б1110КН1-2) багатоканальний скануючий пристрій та передпідсилювач (виконані в єдиному кристалі), що забезпечують зчитування та передачу інформації з ПЗС-матриці або ПЗС-лінійки для подальшої обробки її у підсистемах керування в ЛТК.

5. Виявлено резерв, що складає понад 30 разів по співвідношенню потужностей розсіювання та споживання в скануючому пристрої. Це підтверджує відсутність перегріву в процесі роботи пристрою, що також сприяє підвищенню його надійності.

Подальші дослідження планується проводити в напрямку визначення кількісної оцінки точності вибраних сучасних датчиків, положення стику зварювальних деталей

для удосконалення існуючих ЛТК. Зокрема для датчиків, що виконані на основі ПЗС-матриць, планується провести дослідження щодо підвищення гнучкості системи завдяки використанню принципів розпізнавання образів.

Список літератури

1. Майзель М.М. Основы автоматизации производственных процессов.- 1964.-580с.
2. Пасковатый О.И. Основы автоматизации производства.- 1991.- 144 с.
3. www.expert.ru, Валерий Райский. Цикл статей «Системы слежения при автоматической сварке».- Часть I,II,IV,V
4. Раннев Г.Г. Информационно-измерительная техника и технологии.- 2002.- 456 с.
5. Гладков Э. А. Управление процессами и оборудованием при сварке. — М.: «ИЦ Академия».- 2006.
6. Аш Ж. Датчики измерительных систем / пер. с франц. под ред. А.С. Обухова. — М.: Мир. — Кн. 2. 1992. — 460 с.
7. Аш Ж. Датчики измерительных систем / пер. с франц. под ред. А.С. Обухова. — М.: Мир. — Кн. 1. 1992. — 480 с.
8. Окоси Т. и др. Волоконно-оптические датчики / под ред. Т. Окоси: Пер. с япон. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. — 256 с.
9. Тимченко А.А. Системні дослідження в науці та техніці. — Вісник ЧДТУ. - Ч.1. -2006, - 40 с.
10. Пащора И.В., Корнейчук В.И., Довбыш Л.В. Надежность электронных систем . — СВІТ, Киев — 1997. — 97 с.
11. Лукашенко В.М. К вопросу повышения качества многоэлементных фотоэлектронных приемников // Радиоэлектроника и информатика. - 1999. - №3. - С. 12-13.
12. Лукашенко В.М., Лукашенко А.Г. Устройство для коммутации каналов с произвольной выборкой // Труды XXXIII Науч.-практ. конф. Посвященная Дню радио «Радиотехника». Новосибирск: НТОРЭС им. А.С. Попова. - 1990. — С. 61- 62.
13. Лукашенко В.М. Multielement Solidstate Receivers of Radiation // International Conference on Optoelectronic Information Technologies "PHOTONICS-ODS 2000". Ukraine, Vinnytsia: VSTU. - 2000. - P.25.

Процесс сварки является наиболее распространенным процессом для соединения металлоконструкций. Перспективной является лазерная сварка. Автоматизация сварочных процессов предусматривает использование надежных и высокоточных датчиков взаимного размещения сварочной головки и заданного свариваемого стыка. Проводится системный анализ параметров современных датчиков положения стыка деталей в лазерных технологических комплексах. Рассмотрены их основные особенности принципов построения. Для последующего их совершенствования и внедрения акцентировано внимание на недостатки и преимущества.

A welding process is the most widespread process for connection of metal. Perspective is the laser welding. Automation of welding processes foresees the use of reliable and high-fidelity sensors of the mutual placing of welding head and set weldable joint. The analysis of the systems of parameters of modern sensors of position of joint of details is conducted in laser technological complexes. Their basic features of principles of construction are considered. For subsequent their perfections and introductions are accented attention on failings and advantages.

В.В. Яцун, асп., Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет
М.М. Огурцов, генеральний директор
ПП «ГРАДВЕНТ»

Технічні рекомендації із застосування пасивних автобалансирів для зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів

Запропоновані загальні технічні рекомендації, щодо вибору типу автобалансира та розрахунку його основних параметрів для осьових вентиляторів. Наведений приклад розрахунку однорядного кульового автобалансира з рухомими перегородками для вентилятора ВО 06-300 №4, та результати апробації цих рекомендацій в умовах виробництва на заводі ПП „ГРАДВЕНТ”, м. Харків.
автобалансир, осьовий вентилятор, технічні рекомендації, виробничі випробування

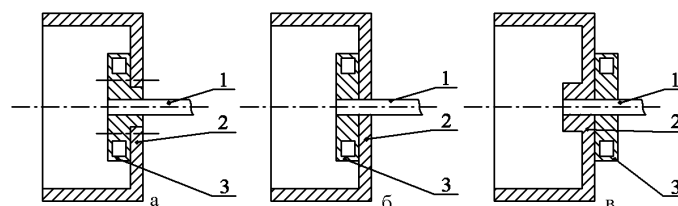
Вступ. В попередніх роботах вперше запропоновані нові конструкції пасивних автобалансирів (АБ) із рухомими перегородками, призначені для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання [1,2], була запропонована і досліджена можливість зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів АБ різної конструкції [3]. Розроблена методика розрахунку основних параметрів як звичайних, так і АБ із перегородками для зрівноваження осьових вентиляторів [4]. Досліджено роботу різних типів кульових АБ при зрівноважуванні крильчатки осьового вентилятора, як числовим моделюванням [5] так і експериментально [6].

В даній роботі пропонуються загальні технічні рекомендації, щодо вибору типу АБ, та розрахунку його основних параметрів для осьових вентиляторів, приклад розрахунку АБ для осьового вентилятора ВО 06-300 №4 та результати виробничих випробувань працездатності АБ.

1. Загальні технічні рекомендації з послідовності проектування і встановлення АБ на вентилятор.

а) Обрання місця розташування АБ.

Вентилятор зрівноважується на ходу статично – одним АБ у одній площині корекції. АБ встановлюється на вал електродвигуна як можна ближче до площини крильчатки (рис. 1). Можливі варіанти: крильчатка насаджується на АБ, а АБ на вал (рис. 1, а); крильчатка насаджується на вал, а потім АБ (рис. 1, б); АБ насаджується на вал, потім - крильчатка (рис. 1, в). Таке розташування АБ не змінює конструкцію вентилятора. Найкраще встановлювати АБ у колекторі, бо його порожнина технологічно не використовується.



1 - вал електродвигуна, 2 - колектор, 3 – АБ
Рисунок 1 - Обрання місця розташування АБ

б) Вибір типу АБ, та розрахунок балансувальної ємності АБ (алгоритм I) і його параметрів (алгоритм II) [3]. Для зрівноваження крильчаток можна використовувати як звичайні, так і АБ з перегородками. Оскільки вентилятор має похилу вісь обертання, що ускладнює розбіг куль у звичайному кульовому АБ, то краще використовувати АБ з нерухомими чи рухомими перегородками. Наявність перегородок на біговій доріжці сприяє швидкому розгону куль, зокрема без використання мастила. Відсутність мастила спрощує конструкцію даних АБ, бо не треба герметизувати корпус. АБ із рухомими перегородками мають симетрію балансувальної ємності, а АБ із нерухомими перегородками – забезпечують найбільшу швидкість настання автобалансування.

Загальна методика розрахунку основних параметрів АБ полягає у тому, що знаючи масу крильчатки, її максимальну кутову швидкість обертання, клас точності балансування, та величину найбільшого її розбалансування в класах точності, яка може виникнути в процесі роботи, визначається максимальний дисбаланс крильчатки після її розбалансування (алгоритм I). По максимальному дисбалансу і відстані від центра обертання до центра мас кулі визначаються параметри АБ, який усуне даний дисбаланс (алгоритм 2). Алгоритм I не залежить від типу АБ, а II - залежить.

в) Перевірка якості установки АБ.

Після установки АБ на вал електродвигуна необхідно перевірити механічні биття бігової доріжки. Вони не повинні перевищувати гранично допустимих значень $\Delta_{\max} \leq 0,01\text{мм}$ - для радіальних, $\delta_{\max} \leq 0,01\text{мм}$ - для торцевих.

г) Правка форми бігової доріжки.

Якщо биття не задовольняють обмеженням, то необхідно виправити форму бігової доріжки механічною обробкою.

д) Динамічне і статичне балансування крильчатки з корпусом АБ до початку експлуатації вентилятора.

Статичне, а при необхідності і динамічне зрівноваження крильчатки і корпуса АБ можливо як окремо для кожної деталі, так і в зборі. Статичне балансування можна проводити на пристосуваннях типа ножі, чи призмах.

2. Приклад розрахунку основних параметрів однорядного кульового АБ з рухомими перегородками для осьового вентилятора ВО 06-300 №4.

а) Місце розташування АБ – крильчатка насаджується на вал, а потім на вал насаджується АБ.

б) Тип АБ – однорядний кульовий із рухомими перегородками.

Алгоритм I (розрахунку найбільшого дисбалансу після розбалансування крильчатки).

1. Введення розрахункових даних: $M = 1900 \text{ г}$ – маса крильчатки; $k=4$ – клас точності зрівноваження крильчатки до початку експлуатації вентилятора; $\Delta k=2$ – найбільше можливе розбалансування крильчатки під час експлуатації у класах точності; $\omega_{\max} = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 1450 / 30 = 152 \text{ рад/с}$ – максимальна кутова швидкість обертання крильчатки.

2. Визначення віброшвидкості, за класом точності k :

$$V_{\max} = 0,4 \cdot 2,5^{k-1} = 0,4 \cdot 2,5^{4-1} = 6,3 \text{ мм/с.} \quad (1)$$

3. Визначення найбільшого залишкового ексцентриситету крильчатки після її зрівноваження, під час виготовлення (до експлуатації)

$$e_{cm} = V_{\max} / \omega_{\max} = 6,3 / 152 = 0,041 \text{ мм.} \quad (2)$$

4. Визначення максимального залишкового дисбалансу після зрівноваження до початку експлуатації

$$S_3 = M \cdot e_{cm} = M \cdot e_{cm} = 1900 \cdot 0,041 = 77,9 \text{ г·мм.} \quad (3)$$

5. Визначення максимального дисбалансу крильчатки, виникаючого після експлуатації вентилятора

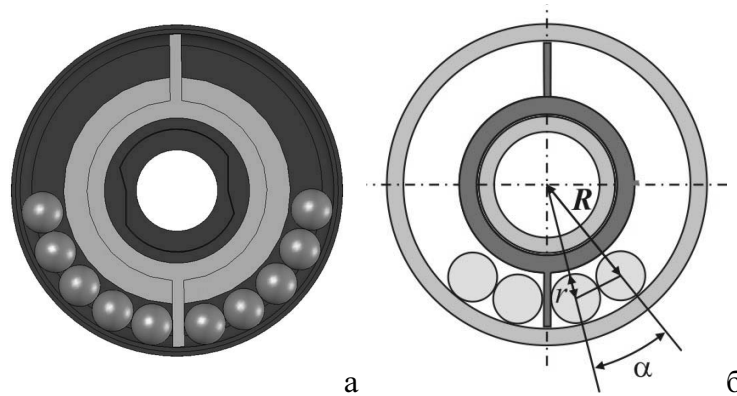
$$S_{\max} = S_3 \cdot 2,5^{\Delta k} = 77,9 \cdot 6,25 = 487 \text{ г}\cdot\text{мм}. \quad (4)$$

II. Алгоритм розрахунку параметрів однорядного кульового АБ із рухомими перегородками (рис. 2, а)

1. Ведення розрахункових даних: $R = 28 \text{ мм}$ – радіус від центра обертання до центра мас кулі; $S_{\max} = 487 \text{ г}\cdot\text{мм}$ – максимальний дисбаланс крильчатки, виникаючий після експлуатації вентилятора.

2. Введення $r = 5 \text{ мм}$ – радіуса кулі і її маси $m = 4,11 \text{ г}$.

3. Визначення величини кута α (рис.2, б)



а) модель АБ; б) розрахункова схема

Рисунок 2 – Однорядний АБ з рухомими перегородками

$$\alpha = 2 \cdot \arcsin(r/R) = 2 \cdot \arcsin(5/28) = 0,359 \text{ (рад)},$$

$$0,359 \cdot 180/\pi = 20,6 \text{ (град)}. \quad (5)$$

4. Визначення дисбалансу, який створюють кулі

$$S(n) = 2 \cdot m \cdot R \cdot \sum_{i=1}^{n/2} \cos[(i-1) \cdot \alpha + \alpha/2],$$

$$S(2) = 226 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S(4) = 424 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S(6) = 568 \text{ г}\cdot\text{мм} \quad , \quad (6)$$

де n – кількість куль.

5. Перевіряємо найближчу до S_{\max} ємність автобалансира $S_{нб} = S(6)$

$$\eta\% = 100 \cdot (S_{нб} - S_{\max}) / S_{\max} = 100 \cdot (568 - 487) / 487 = 16,4\%,$$

$$3n\% \leq \eta\% \leq 20\%, \quad 0 < 16,4\% < 20\% \quad , \quad (7)$$

де $3n\%$ – запас ємності, якщо він потрібен. Якщо точність забезпечена, то зупиняємо розрахунки, якщо – ні то проводимо розрахунки з п.2 при новому радіусі кулі.

Балансувальна ємність задовольняє потрібним обмеженням.

6. Результати розрахунку:

Остаточню приймаємо 6 куль в АБ, балансувальна ємність АБ склала 568 г·мм.

в) Перевірка якості установки АБ.

Перевірку биттів бігової доріжки пропонується виконувати відповідно до ГОСТ 26542-85 [7] за допомогою індикаторів биття, жорстко закріплених на штативі.

г) Правка форми бігової доріжки.

Один з варіантів правки форми бігової доріжки – жорстко закріпити на токарному верстаті осьовий вентилятор (при серійному виробництві доцільно виготовити спеціальне обладнання). Потім різцем верстату усунути биття при

працюючому двигуні вентилятора – за рахунок вигладжування, для чого забезпечити мінімальну подачу різця, яка не зупиняє двигун вентилятора.

д) Динамічне і статичне балансування крильчатки з корпусом АБ до початку експлуатації вентилятора.

Об'ємний колектор дозволяє проводити як статичне, так і динамічне балансування. Для статичного балансування використовується АБ з двома кулями. Вентилятор запускається і після встановлення руху визначаються положення куль щодо крильчатки. Для цього пропонується використовувати цифрову фотозйомку із фотоспалахом, або стробоскопічне освітлення. Якщо кулі вибудуються одна навпроти одної, то статичний дисбаланс відсутній. Якщо цього не відбудеться, то за відносним положенням куль визначається місце розташування і маса балансувального вантажу, який усуває статичну незрівноваженість крильчатки з корпусом АБ.

3. Виробничі випробування. Виробничі випробування проводились на базі виробничого цеху підприємства з виготовлення осьових вентиляторів і градирень «ГРАДВЕНТ» м. Харків.

Для моделей осьових вентиляторів ВО 06-300 №4 (рис. 4, а), та ВО 06-300 №8 (рис. 4, б) були спроектовані і виготовлені дослідні зразки АБ. Тип цих АБ, та їх основні параметри визначалися за технічними рекомендаціями, створеними в КНТУ.

Відповідно до програми випробування, вимірювались віброприскорення на таких режимах роботи:

1. Робота осьового вентилятора без крильчатки. При цьому визначаються вібраційні характеристики вентилятора без крильчатки. Вони будуть найкращими, бо встановлення крильчатки буде збільшувати незрівноваженість обертових частин.

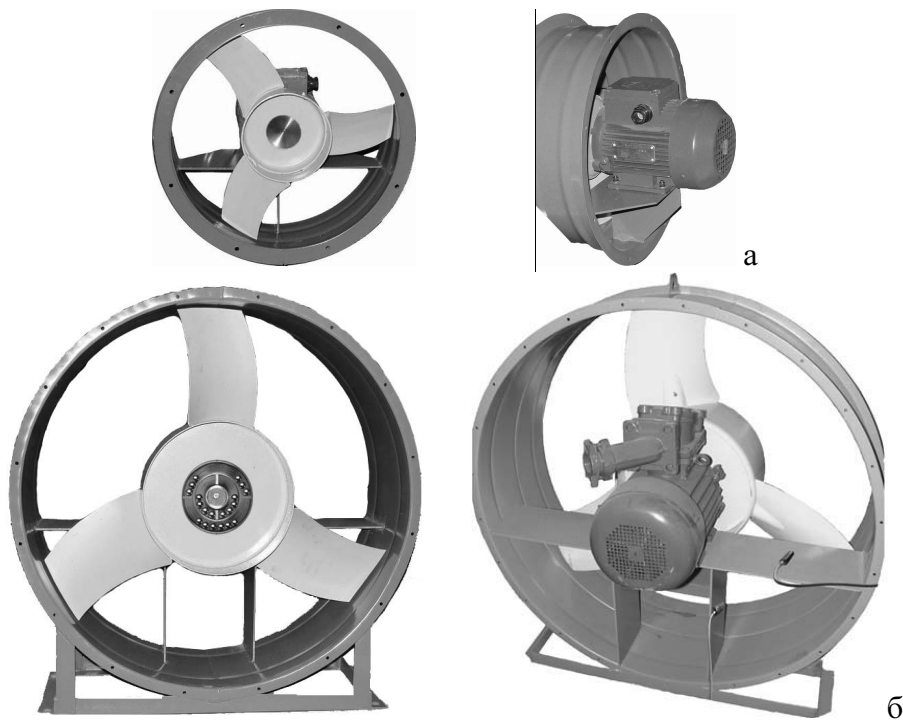
2. Робота осьового вентилятора з крильчаткою. Запускається електродвигун з крильчаткою, зрівноваженою за четвертим класом точності. При цьому визначаються характеристики роботи осьового вентилятора без АБ.

3. Робота осьового вентилятора з крильчаткою і великим дисбалансом. Запускається електродвигун з крильчаткою і великим дисбалансом, утвореним масою, розташованою на периметрі колектора. Визначаються найгірші характеристики роботи осьового вентилятора без АБ.

4. Робота осьового вентилятора з крильчаткою і АБ. Запускається електродвигун з зрівноваженою за четвертим класом точності крильчаткою і АБ. Визначається ефективність роботи АБ при малих дисбалансах (фактичній відсутності дисбалансу) крильчатки.

5. Робота осьового вентилятора з крильчаткою, великим дисбалансом і АБ. Запускається електродвигун з крильчаткою, великим дисбалансом і АБ. Визначається ефективність роботи АБ при великих дисбалансах крильчатки.

Корпус вентилятора був закріплений за допомогою пружних джгутів відповідно до ГОСТ 31350-2007 [8]. Відповідно до ГОСТ 31351-2007 [9] на корпусі вентилятора були установлені малогабаритні акселерометри ММА6231Q 2АХ 1,5; 4 g (масою менше 30 г). Замір рівня віброприскорень був проведений за допомогою аналогово-цифрового осцилографа ADXL202ЕВ-232А з USB інтерфейсом, що був з'єднаний з персональним комп'ютером. Після проведення випробувань були складені відповідні протоколи із занесенням всіх необхідних параметрів згідно ГОСТ 31351-2007 [9].



а) ВО 06-300 №4 з однорядним АБ; б) ВО 06-300 №8 з дворядним АБ

Рисунок 4– Досліджувані моделі

Було встановлено, що єдиним джерелом вібрації є незрівноважена крильчатка, АБ гарантовано усуває вібрацію від 2 до 83%, що залежить від величини дисбалансу, за рахунок приходу куль у те положення, у якому вони зрівноважують крильчатку, зменшує середньоквадратичні значення віброшвидкостей із запасом 1,5 по відношенню до граничної величини (6,3 мм/с), передбаченої ГОСТ 11442-90 [10].

Розрахований економічний ефект від використання АБ, при програмі випуску 1200 штук на рік, складає 91872 грн.

Прийняте рішення про доцільність випуску автобалансирів на підприємстві.

Висновки

Створені технічні рекомендації дозволяють розраховувати основні параметри АБ при зрівноваженні крильчатки осьового вентилятора, та дозволяють забезпечити його працездатність.

Застосування автобалансирів дозволяє:

- зменшувати віброшвидкості зрівноваженої крильчатки не менш ніж на 2%;
- зменшувати віброшвидкості незрівноваженої крильчатки до 83%, що залежить від величини дисбалансу;
- величина зменшеної віброшвидкості менша за гранично допустиму за ГОСТ 31350-2007 (6,3 мм/с) у 1,5 рази;
- зменшення навантажень на підшипники вентилятора дозволить подовжити строк його експлуатації на 20%.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами// Філімоніхін Г.Б. Яцун В.В. Збірник наукових праць КНТУ, 2007, випуск 18.
2. Пат. 26788 України, МПК G01M 1/38 Автобалансирующий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В. ; заявник та

- патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200704757; заявл. 27.04.2007; опубл. 10.10.2007, Бюл.№16.
3. Пат. 35261 України, МПК G01M 1/100 Автобалансирующий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В. ; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200804424; заявл. 07.04.2008; опубл. 10.09.2008, Бюл.№17.
 4. Філімоніхін Г.Б. Експериментальне дослідження зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора // Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. Всеукраїнський н.-т. журнал „Вібрації у техніці та технологіях”. –2007.- №2 (47).- С. 26-32.
 5. Філімоніхін Г.Б. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. –2008.- №9 (56).- С. 45-51
 6. Яцун В.В. Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / Яцун В.В., Філімоніхін Г.Б. // КНТУ, 2009, випуск 38. -С. 127-132.
 7. ГОСТ 26542-85. Станки металлорежущие. Методы проверки торцового биения поверхностей образца-изделия.
 8. ГОСТ 31350-2007. Вентиляторы промышленные. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки.
 9. ГОСТ 31351-2007. Вибрация. Вентиляторы промышленные. Измерения вибрации.
 10. ГОСТ 11442-90. Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия.

Предложены общие технические рекомендации, относительно выбора типа автобалансира и расчета его основных параметров при уравновешивании крыльчаток осевых вентиляторов. Приведены пример расчета однорядного шарового автобалансира с подвижными перегородками для вентилятора ВО 06-300 №4, и результаты апробации этих рекомендаций в условиях производства на заводе ПП "ГРАДВЕНТ", г. Харьков.

Offered general technical recommendations, in relation to a choice and calculation of basic parameters of autobalancers for axial fans. Resulted example of calculation of onerow ball autobalancer with immobile partitions for a fan VO 06-300 №8, and results of approbation of these recommendations in the conditions of production at the plant of PP "GRADVENT", Kharkov.

О.В. Коваленко, асп., Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

В.М. Ващенко, зам. гол. конструктора

ВАТ «Завод «Фиолент»

Технічні рекомендації із застосування пасивних автобалансирів для зрівноваження дисків ручних шліфувальних машин

Запропоновані загальні технічні рекомендації з послідовності проектування і встановлення пасивних автобалансирів на вал ручних шліфувальних машин, наведений приклад вибору типу автобалансира, та розрахунку його основних параметрів для машини МШУ1-23-230 виробництва ВАТ «Завод «Фиолент», та результати проведених на заводі виробничих випробувань.

ротор, автобалансир, зрівноважування, дисбаланс, ручна шліфувальна машина

Вступ. Для зрівноваження на ходу дисків ручних шліфувальних машин (далі РШМ) провідні виробники застосовують кульові автобалансируючі пристрої (далі АБ). У роботах [1,2] були розроблені кульові АБ нової конструкції – із перегородками, призначені для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання. У роботі [3] зроблена оцінка різних способів встановлення АБ на шпиндель РШМ, наведені алгоритми розрахунків основних параметрів як звичайних, так і запропонованих АБ, розглянуті основні параметри стендів для проведення експериментальних досліджень. У роботі [4] експериментально досліджувався процес зрівноваження АБ дисків РШМ на холостому ході машини. Були виявлені переваги у роботі АБ з рухомими й нерухомими перегородками над звичайними АБ. У роботі [5] експериментально досліджена ефективність застосування АБ для зменшення вібрацій РШМ. Дослідження проведені на автоматичному стенді при різних режимах роботи РШМ. Ефективність роботи АБ оцінювалася за зменшенням середньоквадратичного віброприскорення і його складових, викликаних дисбалансами диска і якоря електродвигуна. Вібрації вимірювалися на корпусі РШМ.

У даній роботі пропонуються загальні технічні рекомендації щодо вибору типу АБ та розрахунку його основних параметрів при зрівноваженні дисків РШМ.

1. Технічні рекомендації з послідовності проектування і встановлення АБ на вал РШМ.

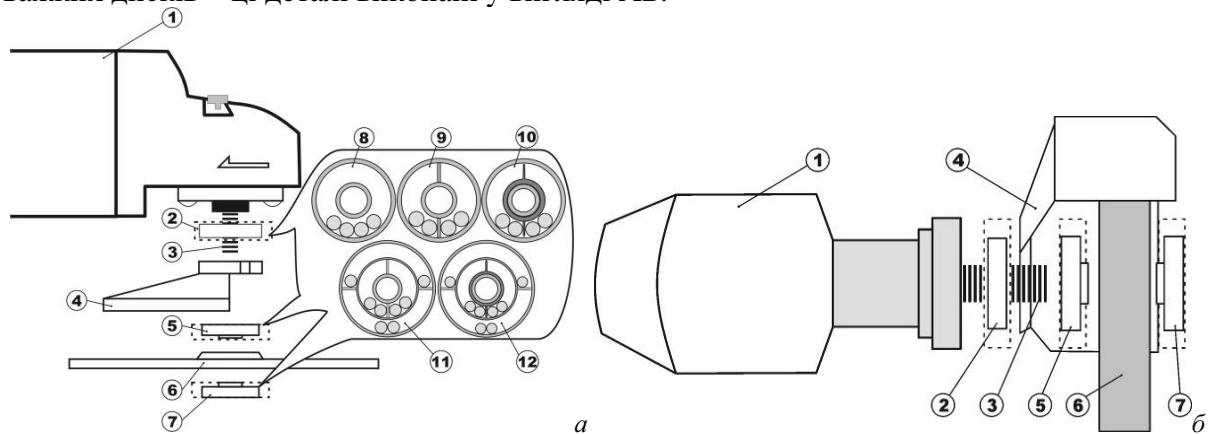
а) Обрання місця розташування та типу встановлення АБ (рис. 1). До конструкції РШМ з АБ, як кутових (КШМ, рис. 1, а), так і прямих (ПШМ, рис. 1, б), входять: корпус 1; вал 3; захисний кожух 4; затискний фланець 5; диск 6; фланцева гайка 7.

Можливі такі типи встановлення АБ:

- стаціонарне встановлення перед захисним кожухом (поз. 2);
- стаціонарне встановлення за захисним кожухом перед диском із суміщенням АБ із затискним фланцем (поз. 5);
- з'ємне встановлення із суміщенням АБ із затискним фланцем (поз. 5);
- з'ємне встановлення із суміщенням АБ із фланцевою гайкою (поз. 7).

Рекомендується встановлювати АБ на вал РШМ як можна ближче до площини диска. В цьому випадку можливе суміщення АБ із затискним фланцем (поз. 5) чи

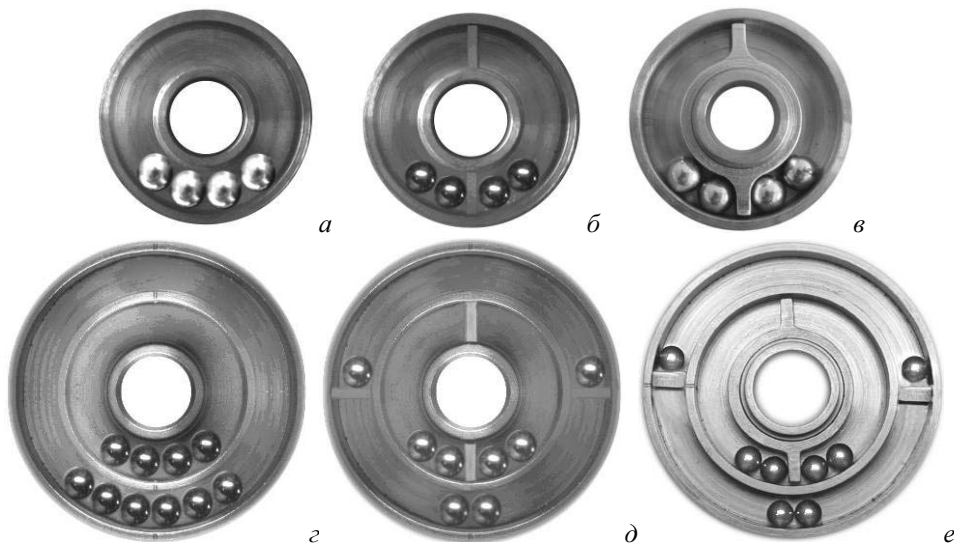
фланцевою гайкою (поз. 7). Тоді при використанні малих дисків доцільно буде застосовувати звичайний затискний фланець чи фланцеву гайку, а при використанні важких дисків – ці деталі виконані у вигляді АБ.



а – кутова РШМ; б – пряма РШМ
Рисунок 1 - Схематичний вид РШМ з АБ

б) Вибір типу АБ. Рекомендується використовувати однорядні та двохранні АБ. На рис. 1, рис. 2 зображені різні типи кульових АБ.

При використанні звичайних АБ – однорядних чи двохранних (рис. 2, а, г) слід мати на увазі, що в них необхідно використовувати мастило, параметри якого важко підібрати. Мастило потребує герметизації корпуса АБ, що ускладнює його виготовлення. Мастило призводить до застою куль і як наслідок – зменшує точність зрівноважування дисбалансу [4].



а – звичайний, однорядний; б - з фіксованою перегородкою, однорядний;
в - з рухомою перегородкою, однорядний; г – звичайний, двохранний;
д – двохранний з нерухомими перегородками; е – двохранний комбінований
(з нерухомими та рухомими перегородками)

Рисунок 2 – Фото різних типів кульових АБ

Рекомендується використовувати АБ із перегородками. Загальні переваги цих АБ полягають у тому, що вони не потребують для роботи мастила, при різкій зміні швидкості обертання диска куль виходять на перегородки й займають симетричне

положення щодо диска, в наслідок чого не вносять додаткового дисбалансу, чим забезпечується спокійний розгін і гальмування диска.

Додаткова перевага АБ із нерухомими перегородками (рис. 2, б, д) – синхронний розгін куль разом з диском, найбільша швидкість настання автобалансування. Недолік – асиметрія балансувальної ємності АБ у різних радіальних напрямках.

Додаткова перевага АБ із рухомими перегородками (рис. 2, в) – симетрія балансувальної ємності, рухома втулка з перегородками відіграє роль демпфера крутильних коливань. Недолік – кулі розганяються не синхронно з диском, у зв'язку з чим автобалансування настає не так швидко, як в АБ із нерухомими перегородками (але швидше, ніж у звичайному АБ).

в) Розрахунок необхідної балансувальної ємності АБ ([3], алгоритм I) і його параметрів ([3], алгоритми II-VII). Загальна методика полягає у тому, що визначивши максимальний дисбаланс диска після розбалансування за ДСТУ EN ISO 8662-4-2001 [6], можна визначити параметри певного типу АБ, який усуне даний дисбаланс.

г) Технічні вимоги до якості виготовлення АБ. По можливості конструкція АБ повинна забезпечувати доступ до бігових доріжок АБ після його встановлення на РШМ.

По можливості необхідно перевірити якість встановлення АБ - механічні биття бігової доріжки не повинні перевищувати гранично допустимих значень: $\Delta_{\max} < 0,01\text{мм}$ - для радіальних, $\delta_{\max} < 0,01\text{мм}$ - для торцевих.

При стаціонарному встановленні АБ на вал РШМ проводиться одноразова перевірка биттів, а при з'ємному – дві, із розворотом корпусу АБ на 0° і 180° . При необхідності пропонується виправити форму бігової доріжки механічною обробкою. По можливості перевірити зрівноваженість корпусу АБ та при необхідності зрівноважити.

2. Приклад вибору та розрахунку основних параметрів АБ для МШУ1-23-230 виробництва ВАТ «Завод «Фиолент».

а) Місце розташування АБ та тип встановлення - з'ємне встановлення із суміщенням АБ із фланцевою гайкою.

б) Тип АБ – двохрядний з нерухомими перегородками.

в) Розрахунок необхідної балансувальної ємності АБ і його параметрів (рис.3).

Технічні характеристики КШМ: діаметр диска - 230 мм; частота обертання неробочого ходу – 6500 об/хв; вага (без шнура живлення й додатків): 4,6 кг.

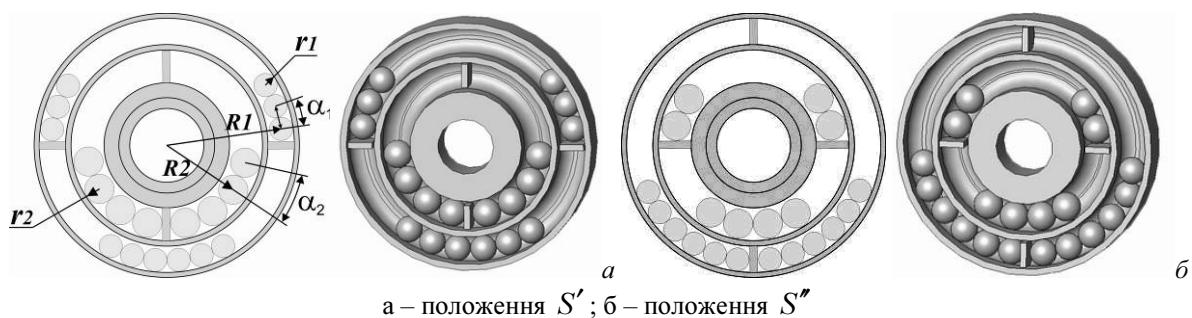


Рисунок 3 – Балансувальні ємності двохрядного АБ з перегородками

1. Введення розрахункових даних: Найбільший дисбаланс диска (ДСТУ EN ISO 8662-4-2001 [6]) - $SD_{\max} = 305 \text{ г}\cdot\text{мм}$.

2. Розрахунок допоміжних кутів α_1, α_2 для положень S', S'' за алгоритмом II [3]

2.1. Введення розрахункових даних: радіус від центра обертання до центра мас кулі - $R_1 = 40 \text{ мм}$, $R_2 = 20 \text{ мм}$.

2.2. Введення радіуса кулі і маси: $r_1 = 3$ мм, $r_2 = 3,57$ мм, $m_1 = 0,887$ г, $m_2 = 1,50$ г.;

2.3. Визначення величини допоміжних кутів α_1, α_2 :

$$\alpha_1 = 2\arcsin(r_1 / R_1) = 0,15 \text{ рад}, \quad \alpha_1 \cdot 180 / \pi = 8,6 \text{ град.}$$

$$\alpha_2 = 2\arcsin(r_2 / R_2) = 0,35 \text{ рад}, \quad \alpha_2 \cdot 180 / \pi = 20,57 \text{ град.};$$

3. Розрахунок балансувальної ємності АБ для положення S' .

3.1. Розрахунок балансувальної ємності зовнішнього АБ $S'_1(n_1)$ за алгоритмом V [3].

3.1.1. Визначення дисбалансу куль під перегородками:

$$S_1(n_1) = 2m_1 R \sum_{i=1}^{n_1/2} \cos[(i-1)\alpha_1 + \alpha_1 / 2].$$

3.1.2 Визначення дисбалансу куль над перегородками:

$$S_2(n_1) = 2m_1 R \sum_{i=1}^{n_1/2} \sin[(i-1)\alpha_1 + \alpha_1 / 2].$$

3.1.3 Визначення балансувальної ємності зовнішнього АБ:

$$S'_1(n_1) = S_1(n_1) - S_2(n_1).$$

3.2. Розрахунок балансувальної ємності внутрішнього АБ $S'_2(n)$ за алгоритмом III [3]:

$$S'_2(n_2) = 2m_2 R \sum_{i=1}^{n_2/2} \cos[\alpha_2 / 2 + (i-1)\alpha_2].$$

3.3. Балансувальна ємність двохрядного АБ для положення S' :

$$S'(n_1, n_2) = S'_1(n_1) + S'_2(n_2).$$

$$S'(8,4) = 295 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S'(8,8) = 351 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S'(12,8) = 357 \text{ г}\cdot\text{мм}.$$

4. Розрахунок балансувальної ємності АБ для положення S'' .

4.1. Розрахунок балансувальної ємності зовнішнього АБ $S''_1(n_1)$ за алгоритмом III [3]:

$$S''_1(n_1) = 2m_1 R \sum_{i=1}^{n_1/2} \cos[\alpha_1 / 2 + (i-1)\alpha_1].$$

4.2. Розрахунок балансувальної ємності внутрішнього АБ $S''_2(n_2)$ за алгоритмом V [3].

4.2.1 Визначення дисбалансу куль під перегородками:

$$S_1(n_2) = 2m_2 R \sum_{i=1}^{n_2/2} \cos[(i-1)\alpha_2 + \alpha_2 / 2].$$

4.2.2 Визначення дисбалансу куль над перегородками:

$$S_2(n_2) = 2m_2 R \sum_{i=1}^{n_2/2} \sin[(i-1)\alpha_2 + \alpha_2 / 2].$$

4.2.3 Визначення балансувальної ємності АБ:

$$S''_2(n_2) = S_1(n_2) - S_2(n_2).$$

4.3. Балансувальна ємність двохрядного АБ положення S'' :

$$S''(n_1, n_2) = S''_1(n_1) + S''_2(n_2).$$

$$S''(8,4) = 336 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S''(8,8) = 288 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S''(12,8) = 391 \text{ г}\cdot\text{мм}.$$

5. Визначення мінімальної та максимальної балансувальної ємності двохрядного АБ

$$S_{\min} = \min(S', S''), \quad S_{\max} = \max(S', S''),$$

$$S_{\min}(8,4) = 295 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S_{\min}(8,8) = 288 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S_{\min}(12,8) = 357 \text{ г}\cdot\text{мм},$$

$$S_{\max}(8,4) = 336 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S_{\max}(8,8) = 351 \text{ г}\cdot\text{мм}, \quad S_{\max}(12,8) = 391 \text{ г}\cdot\text{мм}.$$

6. За алгоритмом VI [3] перевіряємо найближчу до $SD_{\max} = 305 \text{ г}\cdot\text{мм}$ ємність АБ.

6.1 Введення розрахункових даних: Необхідний мінімальний запас ємності АБ $3n\% = 15\%$;

6.2 Найближча балансувальна ємність: $S_{\min}(12,8) = 357 \text{ г}\cdot\text{мм}$, $S_{\max}(12,8) = 391 \text{ г}\cdot\text{мм}$.

6.3 Перевірка запасу ємності:

$$\eta\% = (S_{\min} - SD_{\max}) / SD_{\max} \cdot 100 = 17,3\% > 15\%.$$

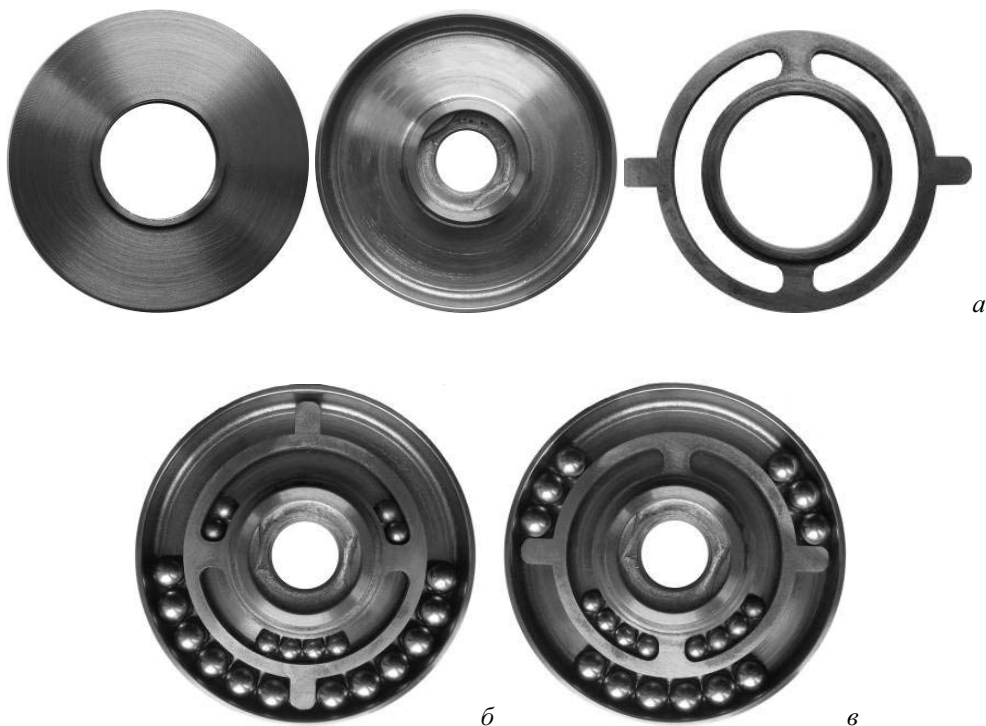
7. Виведення результатів розрахунку.

Основні параметри АБ: $n_1 = 12 \text{ шт.}$, $n_2 = 8 \text{ шт.}$, $m_1 = 0,88 \text{ г}$, $m_2 = 1,5 \text{ г}$.

Балансувальна ємність: $S_{\min} = 357 \text{ г}\cdot\text{мм}$, $S_{\max} = 391 \text{ г}\cdot\text{мм}$.

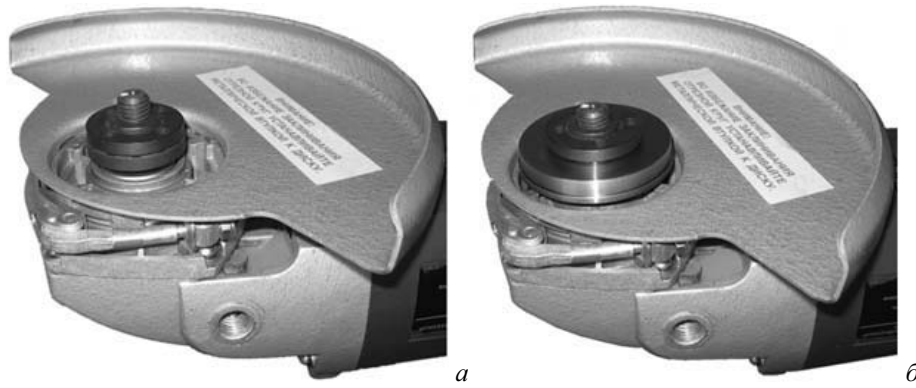
Запас ємності: $\eta\% = 17,3\%$.

3. Виробничі випробування. Виробничі випробування проводились на підприємстві виробнику РШМ ВАТ "Завод "Фіолент" м. Сімферополь. Була досліджена модель РШМ МШУ1-23-230. Для даної моделі за технічними рекомендаціями КНТУ завод-виробник РШМ, з урахуванням своїх можливостей, виготовив дослідницьку модель АБ у вигляді план шайби (рис. 4, 5). Ця модель може бути як з рухомою, так і з нерухоною перегородкою.



а - деталі, б – положення куль при максимальній балансувальній ємності,
в – положення куль при мінімальній балансувальній ємності

Рисунок 4 - Зовнішній вигляд АБ



а - з затискним фланцем; б – з АБ у вигляді затискного фланця

Рисунок 5 – Ручна шліфувальна машина

За спільно розробленою програмою були проведені виробничі випробування, з яких було встановлено, що АБ зменшує віброприскорення РШМ двома способами:

а) як автобалансир – зменшує віброприскорення від дисбалансу диска за рахунок приходу куль у положення, у якому вони зрівноважують диск на неробочому та робочому ходу на $5\div 95\%$;

б) як демпфер коливань - зменшує віброприскорення від дисбалансу якоря на неробочому та робочому ходу на $5\div 25\%$.

Економічним відділом ВАТ «Завод «Фиолент» було розраховано, що річний економічний ефект при експлуатації РШМ з АБ у кінцевого споживача (на одній РШМ) складе 4511 грн. Загальна кількість АБ, запланованих до випуску – 3000 шт. Загальний економічний ефект (у кінцевих споживачів) від впровадження АБ – 13533000 грн.

За результатами випробувань прийняте рішення про доцільність серійного виробництва АБ на ВАТ „Завод „Фиолент”.

Висновки. Створені технічні рекомендації дозволяють провести розрахунок основних параметрів АБ для зрівноваження дисків РШМ та забезпечити його працездатність на РШМ.

Застосування АБ дозволяє:

- зменшити сумарне середньоквадратичне значення віброприскорення як на неробочому, так і робочому ходу на $5\div 59\%$;

- подовжити строк експлуатації РШМ на $20\div 40\%$ за рахунок зменшення навантажень на вал машини.

Величина віброприскорення РШМ під час типового випробування не перевищує гранично допустиме значення $2,5 \text{ м/с}^2$ за директивою безпеки машин №89/392/ЄЕС, ДСТУ EN 28662-1-2001 [7].

Список літератури

1. Пат. 26788 України, МПК G01M 1/38 Автобалансуючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В. ; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200704757; заявл. 27.04.2007; опубл. 10.10.2007, Бюл.№16.
2. Пат. 35261 України, МПК G01M 1/100 Автобалансуючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В. ; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200804424; заявл. 07.04.2008; опубл. 10.09.2008, Бюл.№17.
3. Філімоніхін Г.Б. Розрахунок параметрів автобалансирів для зрівноваження дисків ручних шліфувальних машин / Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т.

- збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", КНТУ, 2007.- Вип. № 37.
4. Філімоніхін Г.Б. Експериментальне дослідження процесу зрівноваження автобалансирами дисків ручних шліфувальних машин/ Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Всеукраїнський н.-т. журнал „Вібрації у техніці та технологіях ”. –2007.- №3 (48).- С. 118-123.
 5. Коваленко О.В. Експериментальне дослідження ефективності застосування кульових автобалансирів для зменшення вібрацій ручних шліфувальних машин / Коваленко О.В., Філімоніхін Г.Б. // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”, 2008.- Вип. №38.
 6. ДСТУ EN ISO 8662-4-2001. Інструменти ручні переносні приводні вимірювання вібрацій на рукоятці. Частина 4. Інструменти шліфувальні. ДСТУ EN 28662-1-2001. Інструменти ручні переносні приводні вимірювання вібрацій на рукоятці. Частина 1. Загальні положення.

Предложены общие технические рекомендации по последовательности проектирования и установки, пассивных автобалансиров на вал ручных шлифовальных машин, приведен пример выбора типа автобалансира и расчета его основных параметров для машины МШУ1-23-230 производства ОАО "Завод "Фиолент", и результаты проведенных на заводе производственных испытаний.

General technical recommendations are offered from the sequence of planning and setting, passive autobalancers to the billow of hand polishing machines, resulted example of choice and calculation of basic parameters of autobalancers for the machine of MHU-23-230 of production of factory "Fiolent", and results of the production tests conducted at the plant.

Экспериментальные исследования характеристик внутреннего трения резиновых гасителей для кареток свивающих машин

Рассматривается методика определения характеристик демпфирования резиновых гасителей на основе сравнительного анализа экспериментальной и расчетной осциллограмм затухающих колебаний осциллятора.

свивающая машина, каретка, резиновый гаситель, коэффициент демпфирования

Каретка свивающей машины представляет собой устройство, смонтированное на двух подшипниковых опорах внутри быстровращающегося ротора [1]. В процессе работы машины каретка остается неподвижной, т.к. ее центр масс находится ниже оси вращения ротора. Наличие технологических погрешностей опорных узлов приводит к возникновению незатухающих колебаний каретки. В связи с этим при проектировании указанных опор необходимо предусматривать возможность их работы при различных режимах, в том числе, в наиболее опасном окolorезонансном режиме. Амплитуда колебаний и коэффициент динамичности существенно зависят от характеристик внутреннего трения резиновых гасителей (РГ), установленных в опорах каретки [2]. Однако в технической литературе нет сведений для указанного вида РГ. Этим обусловлена актуальность выполненных исследований.

Цель работы - экспериментальные исследования коэффициентов демпфирования резиновых гасителей опор кареток свивающих машин на основе анализа экспериментальной осциллограммы затухающих колебаний осциллятора.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1. Груз 1 с заданной массой установлен на исследуемом РГ 2, закрепленном на жестком основании 3. На этом же основании установлены два измерительных устройства: стальная консольная балка 4 для определения динамических перемещений колеблющегося груза и часовой индикатор 5 для измерения статических перемещений. К телу 1 с помощью нити 6 прикреплена дополнительная масса 7, которая предназначена для задания начального отклонения осциллятора от состояния статического равновесия. На стальной балке 3 установлены тензодатчики 8 и предварительный усилитель 9. Сигнал от тензодатчиков 7 поступает в аналоговый усилитель, обрабатывается в АЦП, а затем через USB-порт передается в компьютерный осциллограф.

Расчетная схема исследуемой системы представлена на рис. 2. Движение груза описывается дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{y} = F_{mp} + F_{упр}, \quad (1)$$

где $F_{упр} = -cy$ – сила упругости.

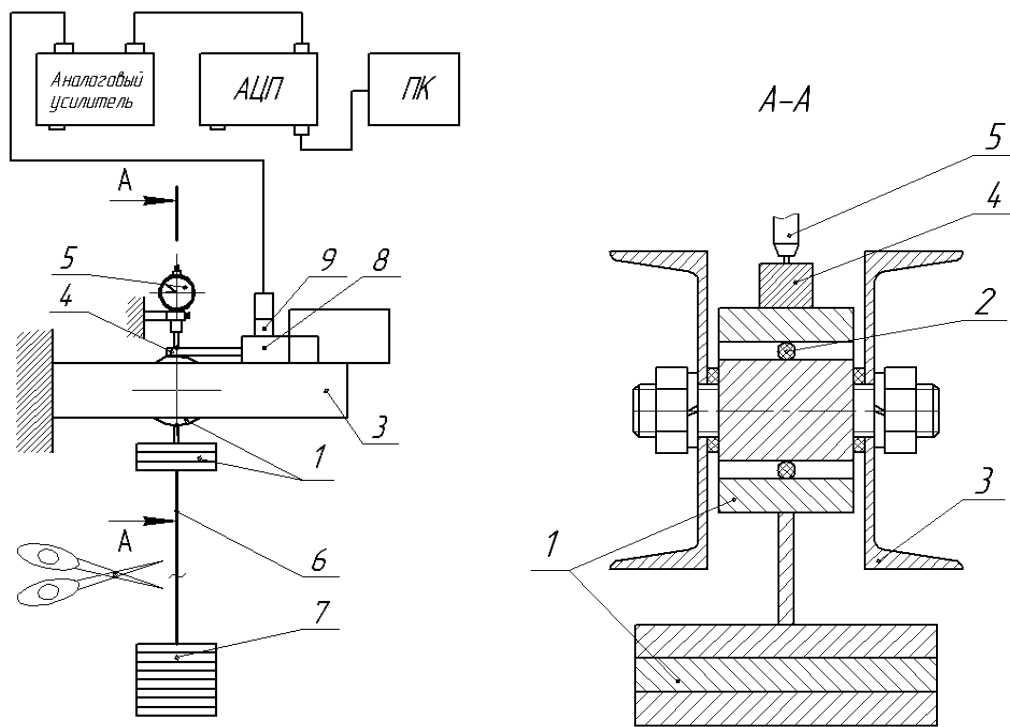


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

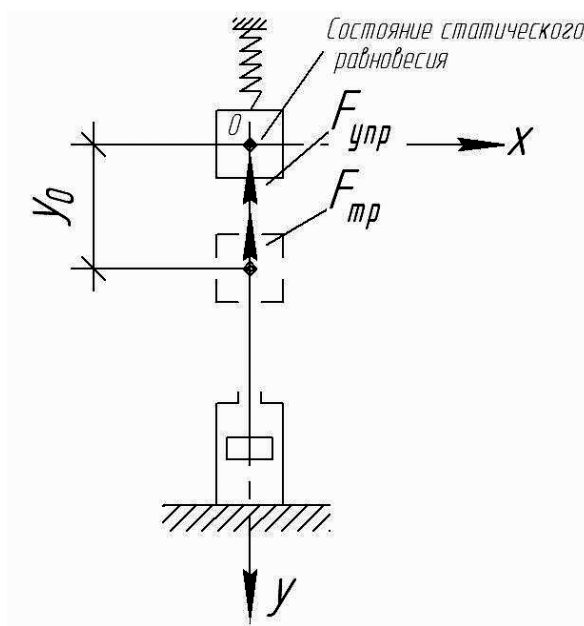


Рисунок 2 – Расчетная схема

Для математического описания силы внутреннего трения, следуя работам [3,4], используем комбинированную степенную функцию вида:

$$F_{тр} = -(B_1 \cdot \text{sign}(\dot{y}) + B_2 \cdot \dot{y} + B_3 \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot \dot{y}^2). \quad (2)$$

Коэффициенты демпфирования B_i определяются на основании экспериментальной осциллограммы свободных колебаний с использованием двух

критериев [3]: соответствие теоретического и экспериментального значений времени затухания Δt ; соответствие теоретической и экспериментальной форм огибающей линии колебаний.

Эксперимент выполнялся в следующей последовательности:

а) на исследуемый резиновый гаситель подвешивается груз с заданной массой m и фиксируется нулевое положение компьютерной осциллограммы в состоянии статического равновесия;

б) подвешивается дополнительная масса m_0 , фиксируется начальная координата y_0 ;

в) режущим инструментом отделяется масса m_0 . После этого груз m совершает собственные затухающие колебания и выполняется запись экспериментальной осциллограммы.

Ниже приведены данные для одного из исследованных стандартных вариантов РГ опор каретки свивающей машины сигарного типа SRN – 6/160 [1] (РГ имеет форму тора с размерами: $D_n = 78$ мм – наружный диаметр тора; $d_{сеч} = 8$ мм – диаметр сечения тора).

На рис. 3 представлен внешний вид экспериментальной осциллограммы колебаний груза.

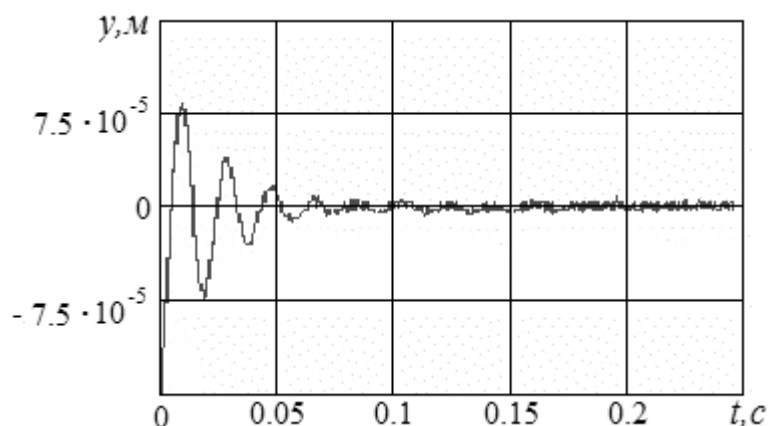


Рисунок 3 – Внешний вид экспериментальной осциллограммы колебаний груза для исследуемого РГ

Для определения неизвестных коэффициентов демпфирования B_i функции трения (2) при заданных массах $m = 3,9$ кг и $m_0 = 8$ кг выполняли следующие процедуры:

а) по экспериментальной осциллограмме фиксируем параметры:

- начальный момент времени затухающих колебаний $t_1 = 0,17$ с;

- начальная координата $y_0 = -1,6 \cdot 10^{-4}$ м;

- начальная скорость $\dot{y}_0 = 0$ м/с;

- период собственных колебаний $T_s = 0,018$ с;

б) на экспериментальной осциллограмме отмечаем 4-6 произвольных точек, лежащих на огибающей линии, и фиксируем координаты этих точек (приведены в табл. 1);

Таблица 1 – Координаты точек на огибающей линии

Порядковый номер точки	1	2	3	4
$y, м \times 10^{-5}$	7,9	1,5	0,7	0,35
$t, с$	0,0085	0,046	0,083	0,139

в) задаем значения B_i в первом приближении ($B_1 = 0,003$, $B_2 = 60$, $B_3 = 8000$).

Численно решаем дифференциальное уравнение (1). Строим расчетную диаграмму колебаний. Визуально проверяем соответствие огибающих линий экспериментальной и расчетной осциллограмм. Если это условие не выполняется, как на рисунке 4, то повторяем все процедуры при новой комбинации значений коэффициентов B_i . После нескольких промежуточных итераций получили конечную комбинацию коэффициентов демпфирования: $B_1 = 0,01$, $B_2 = 170$, $B_3 = 13000$, при которых достигается достаточно точное соответствие (погрешность не превышает 5 %) экспериментальных и расчетных координат точек на осциллограммах колебаний (рисунок 5).

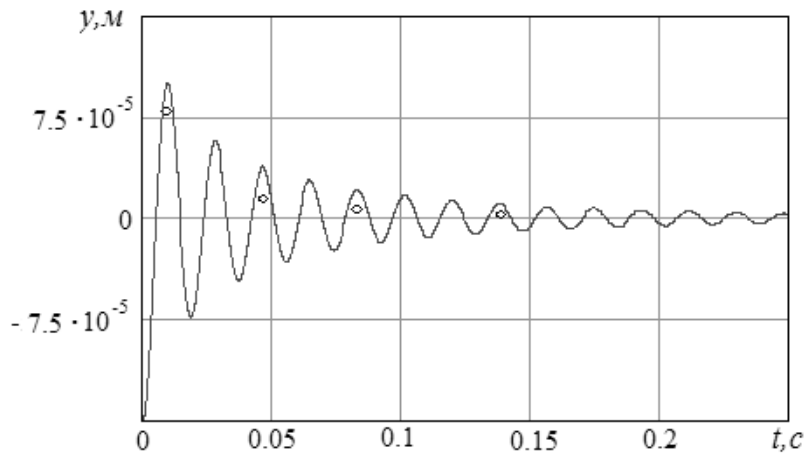


Рисунок 4 – Расчетный график колебаний в первом приближении (○ – точки с экспериментальной осциллограммы)

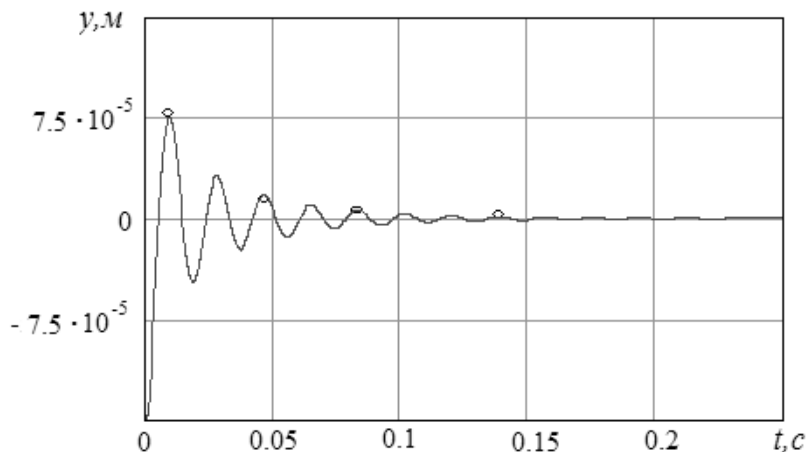


Рисунок 5 – Расчетный график колебаний для конечной комбинации коэффициентов демпфирования

На основании выполненных исследований можно сделать следующие общие выводы о свойствах внутреннего трения резиновых гасителей опор кареток канатных машин:

- характер внутреннего трения наиболее полно отражается с помощью комбинированной степенной функции вида (2);
- полученные на основе итерационной процедуры значения коэффициентов демпфирования B_i обеспечивают соответствие расчетной и экспериментальной осциллограмм колебаний с погрешностью не более 1-5 %, как по времени затухания, так и по характеру огибающей линии.

Согласно описанной методике планируется проведение серии испытаний для других типоразмеров РГ кареток канатных машин, что и является предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Букштейн М.А. Производство использования стальных канатов/ Букштейн М.А. – М.: Металлургия, 1973. – 358 с.
2. Хромов Е.В. Исследование вынужденных колебаний осциллятора в около резонансной области для различных характеристик демпфирования // Вестн. НТУ(ХПИ) Сер. Динамика и прочность: сб.науч.тр.– Харьков 2007. – Вып. 38. – С. 168 – 174.
3. Хромов Е. В. Исследования вида функции внутреннего трения для собственных изгибных колебаний стальной балки / Е. В. Хромов, О. В. Хромов // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. – 2008. – № 1. – С. 111–114.
4. Хромов О. В., Харченко А. О. Исследование характеристик функции внутреннего трения резиновых гасителей колебаний для узлов автомобиля // Материалы международной научно-технической конференции «Прогрессивные направления развития машино-приборостроительных отраслей и транспорта». – Севастополь, 2008. – Т.1. – С. 26–27.

Розглядається методика визначення характеристик демпфування гумових гасителів на основі порівняльного аналізу експериментальної і розрахункової осцилограм затухаючих коливань осцилятора.

The method of determination of descriptions of damping of rubber extinguishers is examined on the basis of comparative analysis of experimental and calculation oscillograms of attenuation vibrations of oscillator.

Удосконалення технології виготовлення прокатних твердосплавних валків

Доведена доцільність використання способу розмірної обробки електричною дугою для високопродуктивної обробки твердосплавних прокатних валків сучасних дротяних станів.
електрична дуга, твердий сплав ТС-15, міжелектродний зазор, гідродинамічний потік, технологічна схема формоутворення, технологічні характеристики процесу

В процесі прокатування гарячого металу робочі валки прокатних станів сприймають одночасно в різних комбінаціях динамічні і статичні теплові навантаження, механічні удари, тертя, хімічний вплив мастильних матеріалів та води, що охолоджує. Поверхня валка (калібру) підлягає абразивному зносу, корозійному та термоциклічному впливу. На поверхні виникають значні контактні напруження, які мають пульсуючий характер, що приводить до розвитку процесів механічної утомленості, контактного викришування і локальної пластичної течії матеріалу. Спостерігається адгезійна взаємодія матеріалу валка та металу, який прокатується. Для валків діаметром 215 мм, які працюють на чорнових і проміжних клітках, типовим механічним зносом поверхні є формування інтенсивної сітки тріщин розпалу. В чистових валках (шайби діаметром 170 мм) спостерігається розвиток утомленого викришування, виривання за рахунок адгезійної взаємодії з прокатним металом, налипання металу і навіть слідів мікропластичної деформації. При цьому знос розподіляється нерівномірно по поперечному перерізу валка та спостерігаються різні типи пошкоджень поверхні. Умови роботи валків чистових прокатних блоків сучасних дротяних станів, що працюють при високих швидкостях (до 120 м/с), стають ще більш жорсткими. Саме тому в останній час на перший план висувуються питання якості прокату, що виготовляється, та його собівартості. Сукупність цих і інших факторів визначає необхідність висувати все більш високі вимоги щодо експлуатаційних характеристик основного технологічного інструмента – прокатних валків.

Протягом декілька років в мировій практиці виробництва металопркату для отримання високоякісної катанки і періодичного профілю в бунтах використовують валки із твердих сплавів, які отримані методом порошкової металургії. Характерною особливістю порошкової металургії, як промислового метода виготовлення різного роду матеріалів, є використання вихідної сировини у вигляді порошків, які формують у виріб заданих розмірів і піддають термічній обробці (спіканню) при температурі нижче температури плавлення основного компонента шихти. Ця технологія дає широкі можливості для створення матеріалів з особливими спеціальними властивостями, які не можливо отримати іншими відомими в промисловості методами. Таким чином, методи порошкової металургії мають найбільшу перевагу серед методів, що використовуються для виготовлення прокатних валків як виробів, що мають просту форму і достатньо велику масу, з підвищеним рівнем фізико-механічних властивостей.

Спечені тверді сплави мають ряд цінних властивостей, основною із яких є висока твердість (86...92 HRA), при високому опорі на тертя. Тверді сплави володіють здібністю зберігати вказані властивості при підвищених температурах. Крім того, тверді сплави не зазнають помітної пластичної деформації при низьких температурах і

взагалі не підлягають пружній деформації: величина модуля пружності складає 500...700 кН/мм², що вище чим в усіх відомих матеріалів.

В сучасному прокатному виробництві прокатні валки для чистових клітей дротяних станів виготовляють із твердого сплаву ТС-15 на основі карбиду вольфраму з регламентованою гранулометриєю, з добавкою 15 % кобальто-нікелевій зв'язки (табл. 1). Жорсткі вимоги до точності розмірів і шорсткості поверхні твердосплавного прокатного валка забезпечуються шліфуванням алмазним інструментом. Інтенсифікація режимів алмазного чорнового шліфування приведе до появи тріщин глибиною до 4 мм. При оптимальному режимі шліфування час обробки одного валка складає до 8 - 10 змін, що не задовольняє вимоги підприємств і вимагає пошуку альтернативних, більш продуктивних та економічних методів їх обробки. Сьогодні собівартість валків дуже велика і складає 1...3 % від собівартості прокатної продукції. Проблема попередньої чорнкової обробки твердосплавного прокатного валка ще більш загострюється при використанні технології його виготовлення із відпрацьованих твердосплавних валків, коли виникає потреба знімання великого об'єму матеріалу.

Таблиця 1 – Фізико-механічні властивості твердого сплаву марки ТС-15

Властивості	Номінальне значення	Допустиме відхилення
Міцність на вигин, МПа	2950	±100
Твердість, НРА	87	±1
Густина, г/см ³	14,05	±0,05
Модуль пружності, ГПа	580	±5

Відомо, що для обробки важкооброблюваних матеріалів, до яких має пряме відношення і твердий сплав ТС-15, застосовуються електроерозійні методи [1]. Одним із самих високопродуктивним із них є спосіб розмірної обробки металів електричною дугою (РОД), який відомий за роботами [2, 3]. Спосіб заснований на використанні електричної дуги в потужному гідродинамічному потоці робочої рідини як інструмента для розмірного формоутворення поверхонь. Однак даний спосіб до теперішній статті не застосовувався для обробки твердосплавних валків в зв'язку з тим, що технологічні характеристики процесу не були об'єктом дослідження. Таким чином, метою роботи є моделювання та дослідження технологічних характеристик процесу РОД твердого сплаву ТС-15.

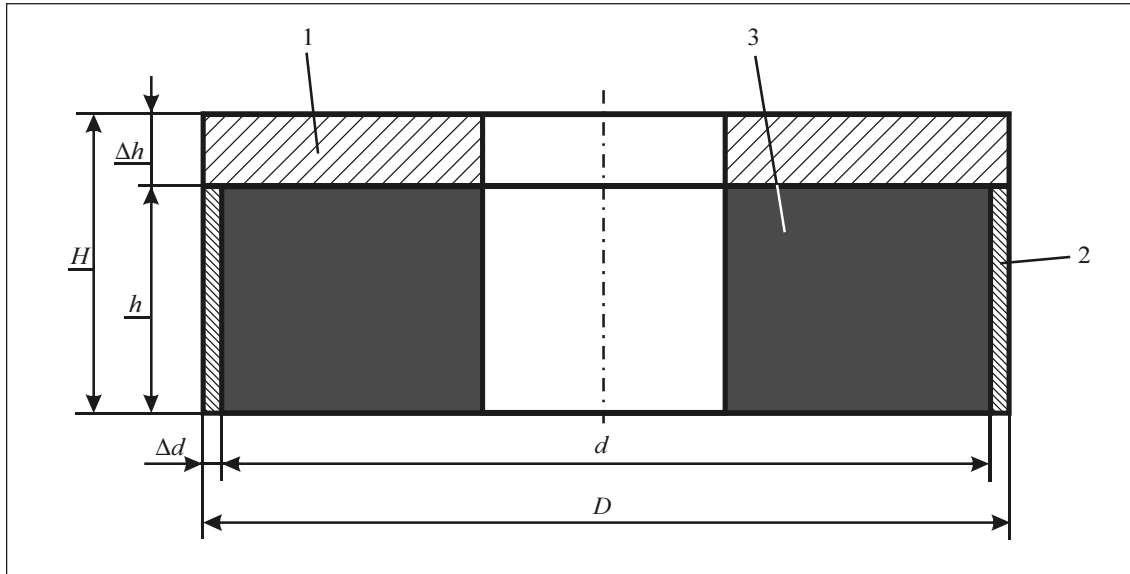
Чорнова розмірна обробка дугою твердосплавного (сплаву ТС-15) прокатного валка складається із двох етапів (рис. 1):

- вилучення торцевого припуску, який найбільший за об'ємом та за товщиною (величина $\Delta h \approx 15$ мм);

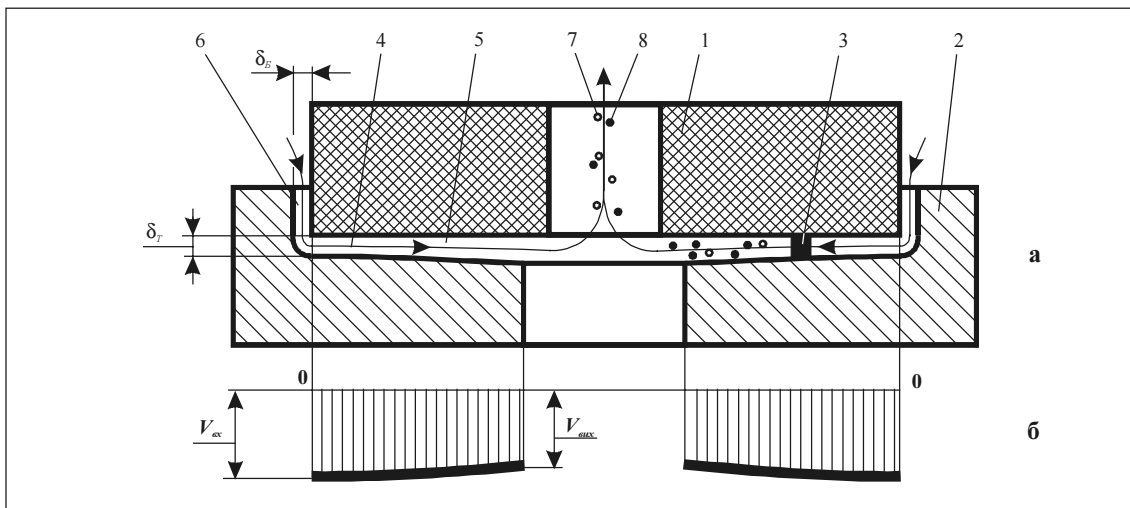
- вилучення бічного припуску, який значно менший за об'ємом торцевого припуску та за його товщиною (величина $\Delta d \approx 3$ мм).

Дана робота присвячена вивченню технологічних характеристик процесу РОД торцевого припуску твердосплавного прокатного валка. Однак для моделювання процесу РОД торцевого припуску в якості технологічної схеми формоутворення вибрана схема за принципом прошивання (рис. 2.), яка володіє більш широкими технологічними можливостями, ніж це потрібно для обробки торцевого припуску, і дозволяє:

- формувати торцеву поверхню заготовки;
- формувати бічну поверхню заготовки;



1 - торцевий припуск; 2 - бічний припуск; 3 - заготовка після обробки
 Рисунок 1 - Схема розподілу припусків на чернову РОД твердосплавного прокатного валка



а - схема; б - епюра швидкостей потоку в торцевому міжелектродному зазору;
 1 - електрод-інструмент; 2 - електрод-заготовка (твердий сплав); 3 - електрична дуга;
 4 - гідродинамічний потік; 5 - торцевий міжелектродний зазор; 6 - бічний міжелектродний зазор;
 7 - газоподібні продукти ерозії; 8 - тверді продукти ерозії (металевий порошок)

Рисунок 2 - Технологічна схема формоутворення поверхонь для виконання досліджень технологічних характеристик процесу РОД твердого сплаву ТС-15

- контролювати після обробки величину торцевого міжелектродного зазору δ_T на периферії електрода-інструмента за результатами виміру бічного міжелектродного зазору δ_B , беручи до уваги, що $\delta_B \approx \delta_T$;

- підтримувати співвідношення швидкостей потоку на вході та виході із торцевого міжелектродного зазору приблизно на одному рівні, коли $V_{вх} \geq V_{вих}$, що забезпечується геометрією торцевого міжелектродного зазору, який утворюється після обробки.

Предметом дослідження були такі технологічні характеристики, як продуктивність обробки M , питома продуктивність M_a , питома витрата електроенергії a , шорсткість обробленої поверхні Ra , бічний міжелектродний зазор δ та відносний лінійний знос електрода-інструмента γ . Будівництво математичних моделей технологічних характеристик процесу РОД твердого сплаву ТС-15 здійснювали з застосуванням математичних методів планування експериментів, зокрема плану 2^4 , тобто повного чотирьох факторного експерименту. На підставі апріорної інформації були відібрані фактори, що визначають режим обробки (сила технологічного струму I , А; статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор P , МПа) та фактори, що визначають геометричні параметри обробки (площа обробки F , мм²; глибина обробки h , мм). Усі фактори задовольняють умові керованості, операціональності та однозначності. Інші параметри процесу РОД були зафіксовані на постійному рівні: робоча рідина – органічне середовище; полярність обробки – пряма; матеріал електрода-інструмента – електроерозійний графіт марки МПГ-7. Значення факторів на основному, верхньому та нижньому рівнях, а також інтервали варіювання наведено в таблиці 2. В даному випадку значення факторів в кодованому (x) та натуральному (X) масштабах зв'язані співвідношеннями (1-4):

$$x_1 = \frac{X_1 - 250}{150}, \quad (1) \quad x_2 = \frac{X_2 - 1,0}{0,2}, \quad (2)$$

$$x_3 = \frac{X_3 - 560}{161}, \quad (3) \quad x_4 = \frac{X_4 - 2,5}{1,5}. \quad (4)$$

Таблиця 2 – Матриця планування експерименту (план 2^4)

Фактори		I , А	$P_{ст}$, МПа	F , мм ²	h , мм	Технологічні характеристики							
Основний рівень (X_{i0})		250	1,0	560	2,5	M , мм ³ /хв	M_a , мм ³ /А·хв	a , кВт·год/кг	Ra , мкм	δ , мм	γ , %		
Інтервали варіювання (ΔX_i)		150	0,2	161	1,5								
Верхній рівень ($x_i = +1$)		400	1,2	721	4								
Нижній рівень ($x_i = -1$)		100	0,8	400	1								
Код		x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6		
Номер досліду	1	Порядок реалізації	9	+	+	+	+	1694	4,24	8,28	60	0,075	5,68
	2		2	-	+	+	+	253	2,53	13,88	19	0,05	4,74
	3		7	+	-	+	+	1734	4,34	8,09	60	0,10	5,23
	4		1	-	-	+	+	351	3,51	9,99	23	0,075	4,16
	5		13	+	+	-	+	1500	3,75	9,36	60	0,05	4,39
	6		14	-	+	-	+	252	2,92	12,02	31	0,05	3,90
	7		3	+	-	-	+	1697	4,24	8,27	60	0,075	4,94
	8		6	-	-	-	+	223	2,23	15,76	19	0,075	3,79
	9		11	+	+	+	-	1801	4,50	7,79	60	0,075	12,72
	10		16	-	+	+	-	186	1,86	18,9	16	0,05	3,64
	11		10	+	-	+	-	2239	5,60	6,26	60	0,075	6,00
	12		12	-	-	+	-	239	2,40	14,7	31	0,05	3,00
	13		8	+	+	-	-	1570	3,92	8,94	60	0,05	5,00
	14		4	-	+	-	-	256	2,56	1,37	16	0,05	1,78
	15		5	+	-	-	-	2132	5,33	6,60	60	0,075	3,48
	16		15	-	-	-	-	212	2,12	16,5	19	0,05	6,96
Досліди у центрі плану		1	0	0	0	0	1048	4,19	8,37	40	0,10	6,07	
		2	0	0	0	0	1010	4,04	8,68	38	0,06	5,00	
		3	0	0	0	0	1040	4,16	8,43	43	0,06	4,90	
		4	0	0	0	0	1020	4,08	8,60	37	0,05	5,10	

В результаті експериментальних досліджень отримано математичні моделі зазначених вище технологічних характеристик процесу РОД твердого сплаву ТС-15, зокрема модель продуктивності обробки (5):

$$y_1 = 1028 + 842x_1 - 87,2x_2 + 45,8x_3 - 63,1x_4. \quad (5)$$

Гіпотеза про адекватність моделі, що перевірялася за t -критерієм Стьюдента, не відхиляється.

Із аналізу моделі (рис. 3) випливає, що на продуктивність обробки M найбільш впливає сила технологічного струму, із підвищенням якої продуктивність збільшується. Отже силу струму слід визнати головним керуючим фактором. Даний факт свідчить про теплову природу процесу РОД.

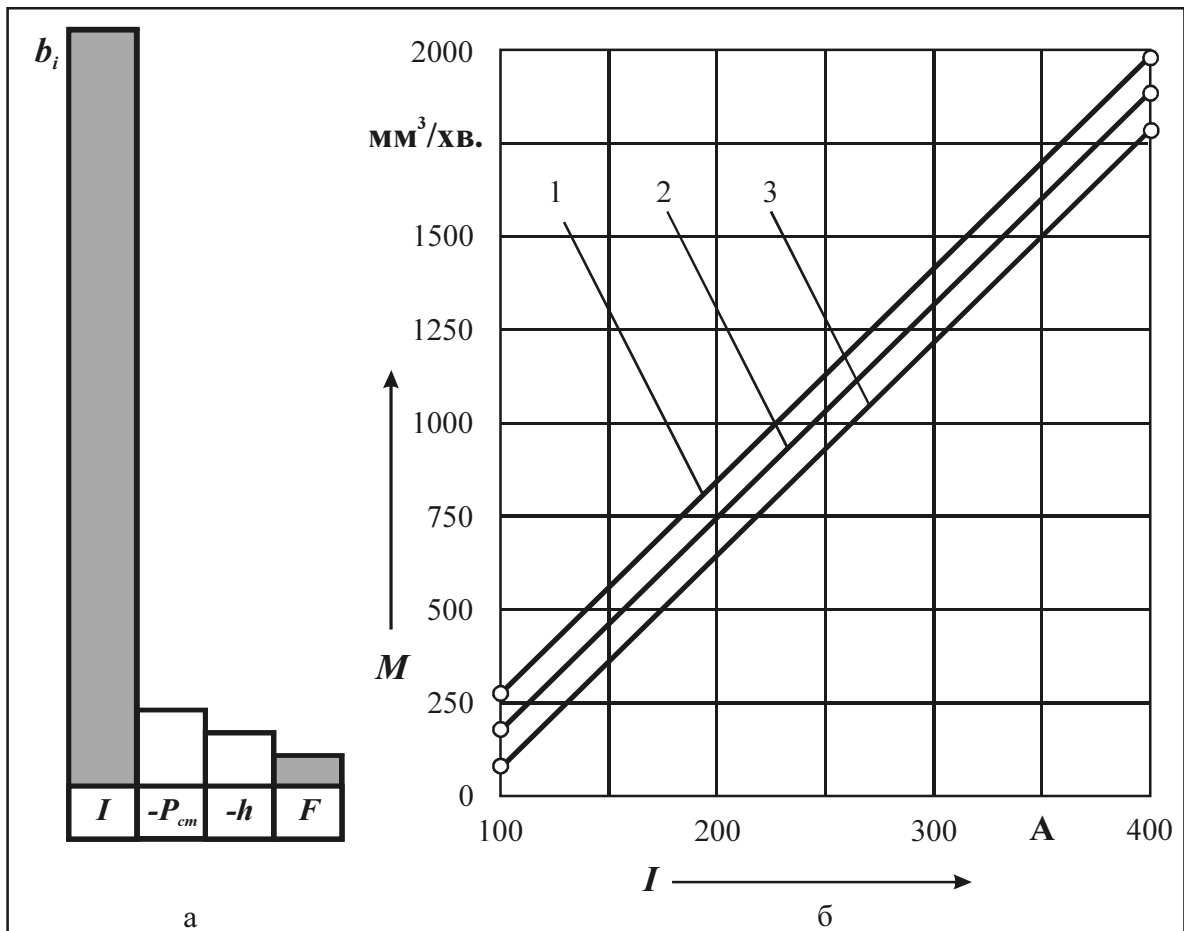
Вплив статичного тиску P_{cm} на M приблизно на порядок менший, але з його підвищенням продуктивність зменшується. Останнє пов'язано з тим, що при цьому, як правило, підвищується динамічний тиск потоку в міжелектродному зазорі, який більш інтенсивно взаємодіє з дугою. Наслідком такої взаємодії є фізичне та енергетичне стиснення дуги, підвищення її температури, а отже підвищення в процентному відношенні частки об'єму металу, що видаляється із одиничної лунки в газовому стані (за рахунок випаровування) та зменшення частки металу, що видаляється в рідкому стані, як менш енергетично витратної.

Вплив глибини h та площі F обробки на продуктивність обробки значно менший (відповідно, в 15 - 20 разів). Це дозволяє застосовувати спосіб РОД для обробки великогабаритних твердосплавних заготовок.

В рамках експерименту: продуктивність процесу РОД твердого сплаву ТС-15 M змінювалася в межах від 186 до 2240 мм³/хв.; питома продуктивність обробки M_a – від 2,12 до 5,33 мм³/А·хв.; питома витрата електроенергії a – від 6,6 до 16,6 кВт·год/кг; шорсткість обробленої поверхні Ra – від 16 до 60 мкм; бічний міжелектродний зазор δ_b – від 0,05 до 0,10 мм; відносний лінійний знос графітового електрода-інструмента γ_n – від – 1,78 до 12,72 %.

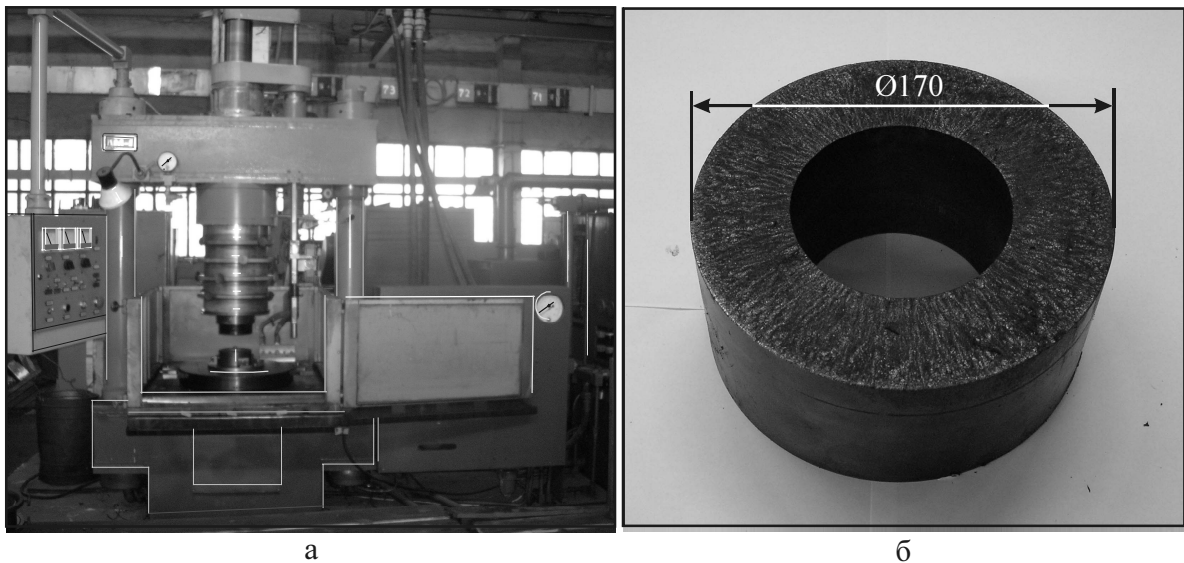
Для промислового випробування способу розмірної обробки електричною дугою твердосплавних прокатних валків розроблено та виготовлено електроерозійний копіювально-прошивний верстат АМ-1, що реалізує процес РОД (рис. 4, а). Обробку торцевої поверхні твердосплавного валка (рис. 4, б) здійснювали графітовим електродом-інструментом марки МПГ-7 при наступному режимі обробки: сила технологічного струму $I = 700$ А, напруга на дузі $U = 25...27$ В, статичний тиск органічної робочої рідини на вході потоку в міжелектродний зазор $P_{cm} = 1,2$ МПа, полярність обробки – пряма (заготовка – «плюс»), спосіб прокачування рідини крізь торцевий міжелектродний зазор – зворотний (від периферії до центру електрода-інструмента).

В результаті промислового випробування була зафіксована продуктивність чорнової обробки прокатного валка із твердого сплаву ТС-15 на рівні $M = 3100$ мм³/хв., що в 17...20 разів перевищує продуктивність чорнового шліфування алмазними тарілчастими кругами діаметром 250 мм. Таким чином, експериментально доведена доцільність використання способу розмірної обробки електричною дугою для високопродуктивної обробки твердосплавних прокатних валків сучасних дротяних станів.



а - ступінь впливу факторів на M ; б - графік залежності $M = f(I, P_{cm})$ при $F = 560 \text{ мм}^2$, $h = 2,5 \text{ мм}$ (1 - $P_{cm} = 0,8 \text{ МПа}$; 2 - $P_{cm} = 1,0 \text{ МПа}$; 3 - $P_{cm} = 1,2 \text{ МПа}$)

Рисунок 3 - Залежність продуктивності РОД твердого сплаву ТС-15 M від I та P_{cm}



а - електроерозійний верстат моделі АМ-13 технологічним пристроєм;
б - прокатний валок після РОД

Рисунок 4 - Промислове випробування способу РОД твердосплавних прокатних валків

Список літератури

1. Фотеев Н. К. Технология электроэрозионной обработки. – М.: Машиностроение, 1980. – 184 с.
2. Носуленко В. И., Мещеряков Г. Н. Размерная обработка металлов электрической дугой // Электронная обработка материалов. – 1981. – № 1. – С. 19-23.
3. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс ЛТД», 2002. – 300 с.

Доказана целесообразность использования способа размерной обработки электрической дугой для высокопроизводительной обработки твердосплавных прокатных валков современных проволочных станов.

It is shown the expediency of using the dimensional arc treatment method for highly productive treatment of hardalloyed forming rolls of modern wire mills.

Ю.М. Кузнєцов, проф., д-р техн. наук

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"

Б.І. Придальний, інж., Р.Г. Редько, доц., канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

Критичні частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата

В статті визначені критичні частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата при різних значеннях діаметру оброблюваного прутка, його довжини і жорсткості опор шпинделя. На основі проведеного аналізу дані рекомендації відносно вибору найкращого способу закріплення прутка.

шпиндель, критична частота, продуктивність обробки, закріплення прутка, токарний автомат

Одним з шляхів підвищення продуктивності токарних автоматів і токарно-револьверних верстатів, які обробляють прутки, є підвищення частоти обертання шпиндельного вузла, проте при цьому втрачається стійкість системи шпиндель-патрон-деталь, особливо при поперечному точінні широкими різцями, що призводить до зниження якості обробленої поверхні, розкиду розмірів і форми оброблених деталей у міру використання [1,2,3].

Раніше виконані дослідження [2,3,4] дозволили встановити вплив ряду чинників, стримуючих підвищення частоти обертання шпиндельного вузла, серед яких важливе значення має жорсткість пружної системи, яка визначається способом закріплення і підтримка прутка [2,7], а також зміни його довжини і маси у міру використання [2].

Метою досліджень являється встановлення граничних (критичних) частот обертання шпиндельного вузла токарного автомата певного типорозміру з урахуванням найкращих способів його закріплення, вибором найкращих затискних механізмів (приводів і патронів), тобто визначення тих частот обертання, при яких недоцільно використовувати обробку деталей з прутків і труб на верстатах токарної групи по критеріях точності і продуктивності обробки. Як приклад візьмемо конструкцію шпиндельного вузла багатошпиндельного токарного автомата мод. 1Б240-6 (1А240-6, які конструктивно подібні і відрізняються приводом затиску та передньою опорою) [8] рис. 1. Для цього шпиндельного вузла розглянемо розрахункову схему (рис.2).

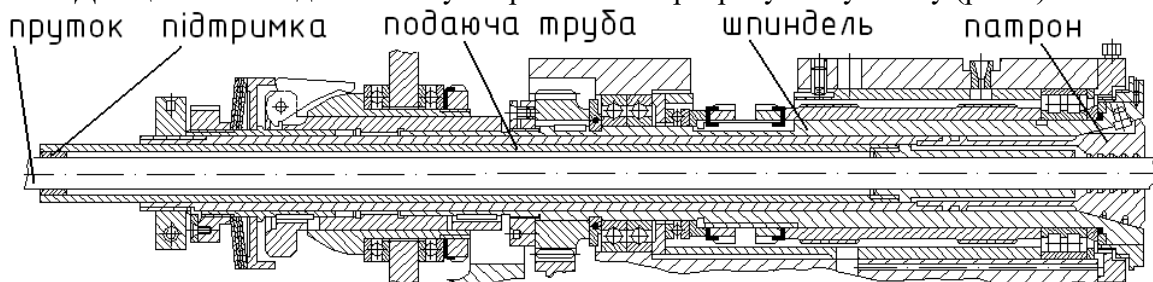


Рисунок 1 – Шпиндельний вузол БТА мод. 1Б240–6 з важільним приводом затиску і цанговим патроном

Для спрощення міркувань приймемо наступні припущення: 1) Центр тяжіння прутка т. O_1 лежить на лінії дії реакції опори R_1 і розташований симетрично між опорами т. A і т. B , тобто $L_1 = L_2 = 0.5L_0$. 2) Жорсткість передньої і задньої опор шпинделя неоднакова $C_1 < C_2$. 3) Пруток обертається без різання, тобто сила різання P_p на вильоті l_p відсутня. 4) Статичний прогин прутка визначається за умови жорстких опор в місцях затиску (точка A) і підтримки (точка B). 5) Відстань від центру ваги шпинделя т. O_2 до його опор (точок 1 і 2) однакові, тобто $0.5l = l_1 + l_2$. 6) Вплив консольних виступів шпинделя а і в (рис.2) на критичну частоту обертання шпинделя є несуттєвим.

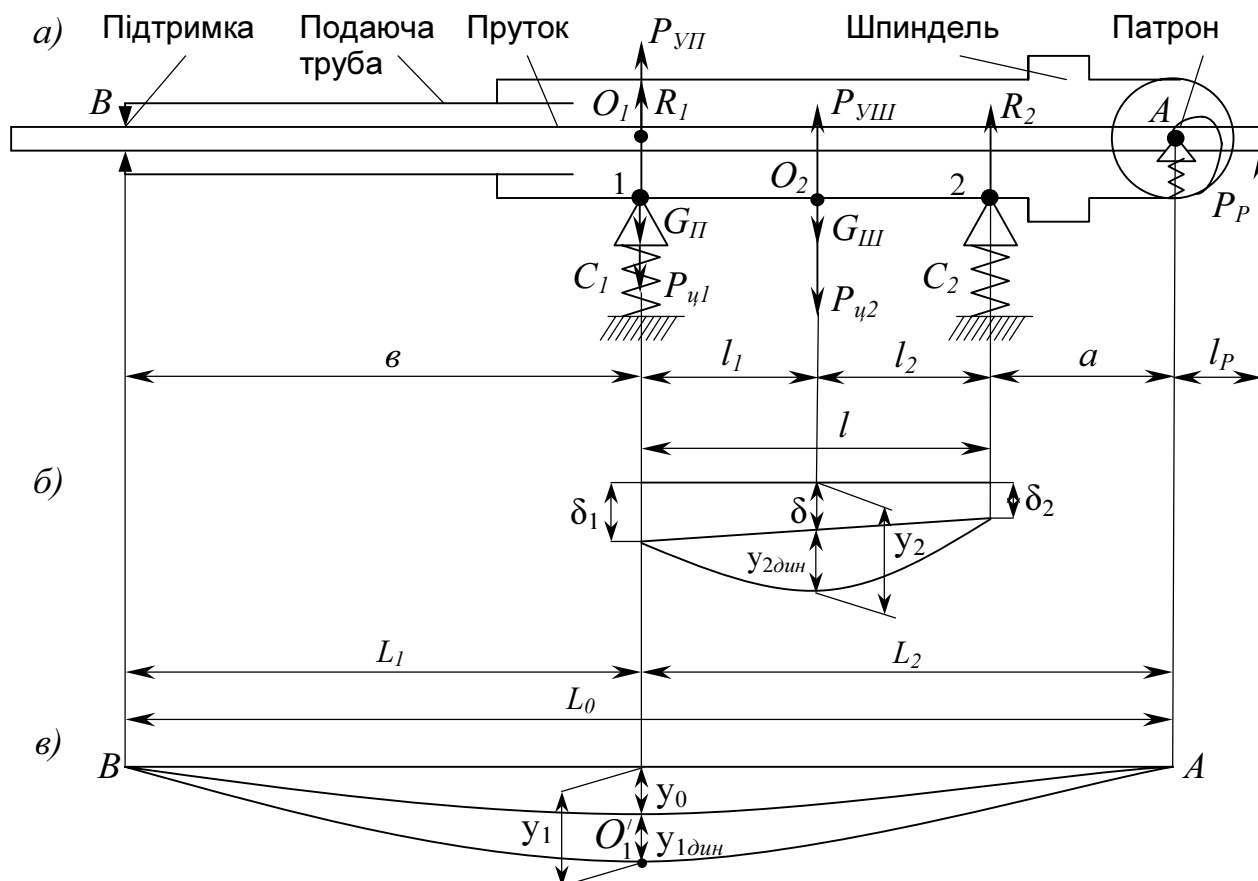


Рисунок 2 – Розрахункова схема шпиндельного вузла токарного автомата з прутком (а), пружні лінії шпинделя (б) і прутка (в) при обертанні

Для спрощення розрахунку у всіх залежностях не враховані: жорсткісні параметри патрона – поворотна і радіальна; сила затиску, що викликає момент тертя в умовному шарнірі. Приведена модель пружної системи "патрон–деталь" у вигляді пружно фрикційного шарніра представлена в [2] [3], чим можна скористатися при необхідності проведення більш точних розрахунків.

I випадок. Шпиндель з прутком не обертаються ($n = 0$).

Статичний прогин прутка при його вазі G_{II} і відстані між опорами $L_0 = L_1 + L_2$ буде:

$$y_0 = G_{\Pi} \cdot \frac{L_0^3}{48EI_{\Pi}} = \frac{G_{\Pi}}{C_{\Pi P}}, \quad (1)$$

де $I_{\Pi} = \frac{\pi d_{\Pi P}^4}{64}$ - момент інерції прутка; E - модуль пружності; $d_{\Pi P}$ - діаметр прутка; $C_{\Pi P}$ - згинальна жорсткість прутка, рівна $\frac{48EI_{\Pi}}{L_0^3}$.

Отже, у прутка при його статичному прогині з'являється ексцентриситет y_0 .

II випадок. Шпindel з прутком обертаються ($n \neq 0$).

При обертанні шпинделя, а отже, і прутка, прогин прутка визначатиметься двома силами: вагою G_{Π} і відцентровою силою $P_{\Pi 1}$. Тому прогин y_1 стане більший статичного y_0 ($y_1 > y_0$).

Динамічний прогин прутка [2]:

$$y_{1\text{дин}} = \frac{m_{\Pi} y_0 \omega^2}{C_{\Pi P} - m_{\Pi} \omega^2} = y_0 \cdot \frac{m_{\Pi} \omega^2}{C_{\Pi P} - m_{\Pi} \omega^2} = y_0 \cdot \frac{1}{\frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi} \omega^2} - 1}. \quad (2)$$

Максимальне значення прогину прутка в т. O_1 буде:

$$y_1 = y_0 + y_{1\text{дин}}. \quad (3)$$

Оскільки відстань від центру тяжіння т. O_1 до дійсної осі обертання O_1' , рівно y_1 , то значення відцентрової сили буде:

$$P_{\Pi 1} = m_{\Pi} y_1 \omega^2. \quad (4)$$

Підставивши в (4) вираз (2) і (3), одержимо:

$$P_{\Pi 1} = m_{\Pi} \omega^2 \cdot \left(y_0 + \frac{m_{\Pi} y_0 \omega^2}{G_{\Pi P} - m_{\Pi} \omega^2} \right) = m_{\Pi} y_0 \omega^2 \cdot \frac{1}{1 - \frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi} \omega^2}}. \quad (5)$$

Відношення $\sqrt{\frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi}}} = p_{\Pi}$ - частота власних коливань прутка.

Введемо поняття коефіцієнт розладу коливальної системи прутка:

$$\chi_{\Pi} = \frac{\omega}{p_{\Pi}}. \quad (6)$$

Тоді формула (5) прийме вигляд:

$$P_{\Pi 1} = m_{\Pi} y_0 \omega \cdot \frac{1}{1 - \chi_{\Pi}^2}, \quad (7)$$

де $\frac{1}{1 - \chi_{\Pi}^2} = \lambda_{\Pi}$ - коефіцієнт динамічності, який показує, в скільки разів слід збільшити статичний прогин y_0 проти його дійсного значення для визначення відцентрової сили $P_{\Pi 1}$ в умовах податливого прутка.

Критична кутова швидкість для прутка буде за умови $\omega = p_{\Pi}$, коли наступає резонанс, при якому $y_{1\text{дин}}$ і $P_{\Pi 1}$ прагнуть теоретично до нескінченності:

$$\omega_{\Pi \text{кр}} = p_{\Pi} = \sqrt{\frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi}}}. \quad (8)$$

Для відходу від резонансу необхідно схемою закріплення прутка забезпечити умову, щоб $\omega_{\Pi} < \omega_{кр}$, де $\omega_{\Pi} = \frac{\pi n_{\max}}{30}$. Оскільки пруток розміщений усередині шпинделя, розглянемо вплив його на критичну швидкість обертання шпинделя, вважаючи, що згинальна жорсткість шпинделя $C_{ш} > C_{\Pi P}$ і рівна:

$$C_{ш} = \frac{48EI_{ш}}{l^3}, \quad (9)$$

де $I_{ш}$ - момент інерції шпинделя в середньому січенні (т.О).

Використовуючи метод суперпозиції, вважатимемо, що під дією відцентрової сили прутка $P_{\Pi 1}$ на частоті ω початковий ексцентриситет шпинделя буде рівний зміщенню δ опор 1 і 2 з жорсткостями C_0 :

$$y_{Ош} = \delta. \quad (10)$$

Під дією нерівноваженості шпинделя виникає відцентрова сила:

$$P_{\Pi 2} = m_{ш} \omega^2 y_2, \quad (11)$$

де $m_{ш} = \frac{G_{ш}}{g}$ – маса шпинделя;

$$y_2 = y_{Ош} + y_{2\text{дин}}. \quad (12)$$

Тому прогин шпинделя y_2 стане більший $y_{Ош}$ на величину динамічного прогину від $P_{\Pi 2}$, рівного:

$$y_{2\text{дин}} = \frac{m_{ш} y_{Ош} \omega^2}{C_{ш} - m_{ш} \omega^2} = \frac{m_{ш} \delta \omega^2}{C_{ш} - m_{ш} \omega^2}. \quad (13)$$

Отже, під дією нерівноваженості шпинделя виникає відцентрова сила:

$$P_{\Pi 2} = m_{ш} \omega^2 \delta \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{C_{ш}/m_{ш}}}, \quad (14)$$

де $\frac{C_{ш}}{m_{ш}} = p_{ш}^2$, ($p_{ш}$ – частота власних коливань шпинделя).

Введемо ще одне поняття – коефіцієнт розладу коливальної системи шпинделя

$$\chi_{ш} = \frac{\omega}{p_{ш}}.$$

Тоді

$$P_{\Pi 2} = m_{ш} \omega^2 \delta \frac{1}{1 - \chi_{ш}^2}, \quad (15)$$

де $\frac{1}{1 - \chi_{ш}^2} = \lambda_{ш}$ – коефіцієнт динамічності, що показує, в скільки разів слід збільшити статичний прогин $y_{Ош}$ проти його дійсного значення для визначення $P_{\Pi 2}$ в умовах податливості прутка, шпинделя і його опор.

Сила пружності шпинделя:

$$P_{yш} = C_{ш} (y_2 - y_{Ош}) = C_{ш} y_{2\text{дин}}. \quad (16)$$

Прогин підшипників δ_1 і δ_2 залежить від реакції опор R_1 і R_2 , які дорівнюють:

$$\delta_1 = \frac{R_1}{C_1} = \frac{P_{II1} + 0,5P_{II2}}{C_1}; \quad \delta_2 = \frac{R_2}{C_2} = \frac{0,5P_{II2}}{C_2};$$

$$R_1 = P_{II1} + 0,5P_{II2}; \quad R_2 = 0,5P_{II2}.$$

Зміщення шпинделя δ від прогинів у підшипниках з жорсткостями C_1 і C_2 буде $\delta = \delta_2 + \frac{\delta_1 - \delta_2}{2}$, а прийнявши $C_2 \approx 4C_1$:

$$\delta = \frac{0,5P_{II1} + 0,3P_{II2}}{C_1}. \quad (17)$$

Підставивши (17) і (10) в (16), одержимо:

$$P_{yш} = C_{ш} \left(y_2 - \frac{0,5P_{II1} + 0,3P_{II2}}{C_1} \right). \quad (18)$$

Враховуючи, що $P_{II2} = P_{yш}$, одержимо:

$$P_{II2} = C_{ш} \left(y_2 - \frac{0,5P_{II1} + 0,3P_{II2}}{C_1} \right);$$

$$P_{II2}C_1 = C_{ш}y_2C_1 - 0,5P_{II1}C_{ш} - 0,3P_{II2}C_{ш}. \quad (19)$$

Використовуючи (4) і (11) виразимо P_{II1} через P_{II2} при умові $\frac{P_{II1}}{P_{II2}} = \frac{m_{II}\omega^2 y_1}{m_{ш}\omega^2 y_2}$,

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{C_{ш}}{C_{II}},$$

$$P_{II1} = P_{II2} \frac{m_{II}}{m_{ш}} \cdot \frac{C_{ш}}{C_{II}}. \quad (20)$$

Виразимо з (19) P_{II2} з врахуванням (20):

$$P_{II2} = \frac{C_{ш}y_2C_1}{C_1 + C_{ш} \left(0,5 \frac{m_{II}}{m_{ш}} \cdot \frac{C_{ш}}{C_{II}} + 0,3 \right) C_{ш}}. \quad (21)$$

Розділимо чисельник і знаменник правої частини попереднього виразу на C_1 та введемо пере позначення: $\frac{C_{ш}}{C_{II}} = \gamma$ – коефіцієнт відносної жорсткості шпинделя;

$$\frac{m_{II}}{m_{ш}} = \alpha; \quad \frac{C_{ш}}{C_1} = \varphi;$$

$$P_{II2} = \frac{C_{ш}y_2}{1 + \varphi(0,5 \cdot \alpha \cdot \gamma + 0,3)}. \quad (22)$$

Прирівняємо праві частини (11) і (22), знайдемо критичну частоту обертання шпинделя з прутком при умові $n_{кршп} = \frac{30}{\pi} \omega_{кршп}$,

$$n_{кршп} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}}{[1 + \varphi(0,5 \cdot \alpha \cdot \gamma + 0,3)] \cdot m_{ш}}}. \quad (23)$$

З залежності (23) видно, що критична частота обертання шпинделя з прутком підвищується:

— із збільшенням жорсткості шпинделя, його опор і жорсткості закріплення прутка;

— із зменшенням маси прутка (заготовки) і шпинделя (для штучних заготовок можна прийняти $m_{\Pi} \rightarrow 0$ при малих діаметрах);

— при вдосконаленні схеми затиску і підтримки прутка (подвійний затиск з силовою підтримкою в одному і більше місцях по довжині прутка).

Для роботи на підвищених критичних частотах необхідно здійснювати балансування шпинделя зі всіма сидячими на ньому деталями, що можна зробити введенням додаткового вантажу $G=M \cdot g$ (твердого або рідкого) на радіусі r_0 з умови:

$$Mr_0 = m_{ш}(y_2 + e) + y_1 m_{\Pi}. \quad (24)$$

Розглянемо приклад впливу різних чинників по формулі (23) на критичну частоту обертання без різання стосовно БГА мод. 1А(Б)240, який обробляє прутки завдовжки 3-6м діаметром $d_{\max} = 40\text{мм}$ і $d_{\min} = 20\text{мм}$. Для проведення розрахунку визначимо (задамося) початкові дані.

Характеристики шпинделя.

— маса шпинделя (частини шпинделя яка знаходиться між опорами 1 і 2):

$$m_{ш} = \pi \cdot \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) \cdot l \cdot \rho = 3,14 \cdot (4,5^2 - 3,2^2) \cdot 37,4 \cdot 7,85 = 9220\text{г} \approx 9,2\text{кг},$$

де $D=90\text{мм}$ – зовнішній діаметр відповідної частини шпинделя;

$d=64\text{мм}$ – внутрішній діаметр;

$l=374\text{мм}$ – відстань між центрами опор 1 і 2;

$\rho=7,85\text{ г/см}^3$ – густина матеріалу шпинделя;

— момент інерції шпинделя:

$$I_{ш} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) = \frac{3,14 \cdot 90^4}{64} \cdot (1 - 0,71^4) = 2,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

— жорсткість шпинделя:

$$C_{ш} = \frac{48 \cdot E \cdot I_{ш}}{l^3} = \frac{48 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^6}{374^3} = 4,74 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} = 474 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

де $E=2,15 \cdot 10^5\text{МПа}$ – модуль пружності матеріалу шпинделя.

Характеристики прутка.

— маса прутка (частини прутка яка знаходиться між опорами А і В):

$$m_{\Pi} = \pi \left(\frac{d_{\Pi\Pi}}{2} \right)^2 l_1 \rho_1 = 3,14 \cdot 2^2 \cdot 96 \cdot 7,8 = 9405\text{г} = 9,4\text{кг},$$

де $d_{\Pi\Pi}=40\text{мм}$ – діаметр прутка;

$l_1=960\text{мм}$ – відстань між центрами опор прутка т.А і т.В;

$\rho_1=7,8\text{ г/см}^3$ – густина матеріалу прутка.

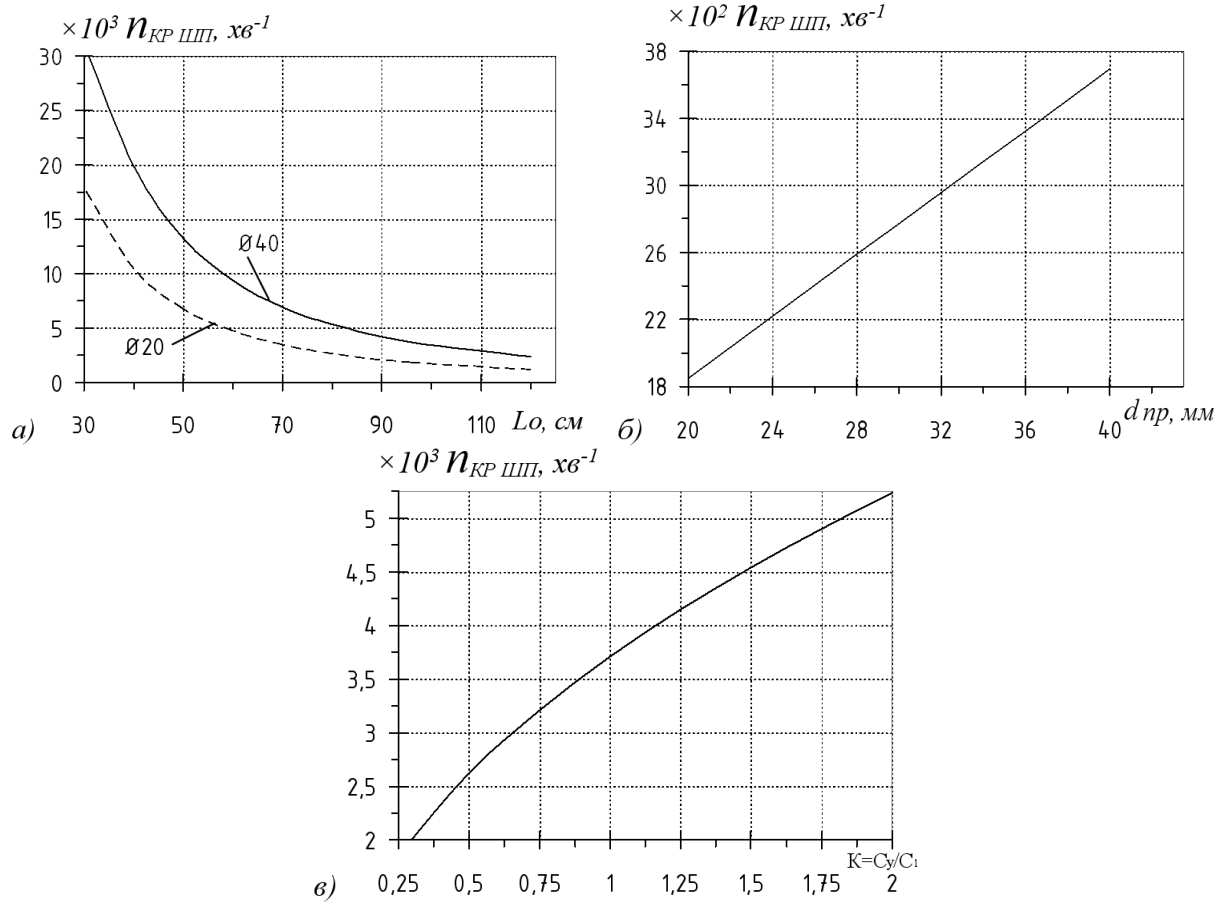
— момент інерції прутка:

$$I_{\Pi\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi\Pi}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 40^4}{64} = 12,56 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

— жорсткість прутка:

$$C_{\Pi\Pi} = \frac{48 \cdot E_1 \cdot I_{\Pi\Pi}}{l_1^3} = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 12,56 \cdot 10^4}{960^3} = 1370 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

де $E_1=2 \cdot 10^5\text{МПа}$ – модуль пружності матеріалу прутка.



а) від відстані між опорами прутка; б) від діаметра прутка; в) від жорсткості опор підшипника
Рисунок 3 – Залежність критичної частоти обертання шпинделя з прутком

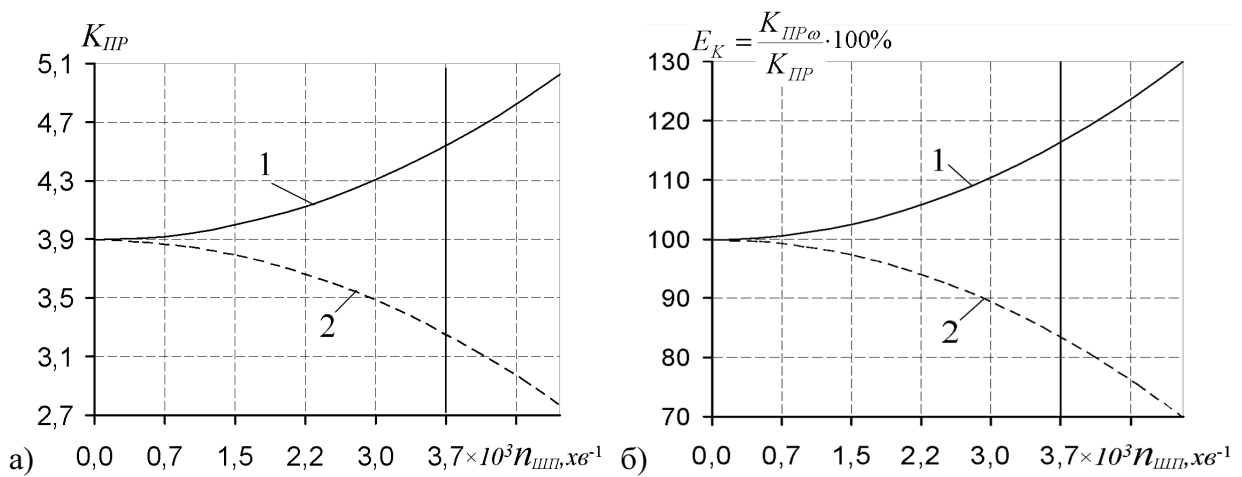


Рисунок 4 – Залежність величини коефіцієнта підсилення (а – абсолютного, б – відносного) привода механізму затиску КП від частоти обертання з охопленою – 1 та охоплюючою – 2 затискними муфтами

Розрахунок:

$$\gamma = \frac{C_{III}}{C_{IIp}} = \frac{4,74 \cdot 10^5}{1370} = 346; \quad \alpha = \frac{m_{II}}{m_{III}} = \frac{9,4}{9,2} = 1,02; \quad \varphi = \frac{C_{III}}{C_1} = \frac{474}{2 \cdot 127} = 1,866;$$

$$n_{KPIII} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_{III}}{[1 + \varphi(0,5\alpha\gamma + 0,3)] \cdot m_{III}}} = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{4,74 \cdot 10^8}{9,2} \cdot \frac{1}{1 + 1,866(0,5 \cdot 1,02 \cdot 346 + 0,3)}} = 3713x6^{-1}$$

Похибка, що неминуче виникає при теоретичних розрахунках, в даному випадку буде мати знак "-", оскільки частоту власних коливань шпиндельного вузла (як наслідок і критичну частоту обертання) понижують наступні невраховані в розрахунок (з метою його спрощення) аспекти: вага сидячих на проміжку між опорами 1 і 2 деталей шпиндельного вузла; "неоднорідності" поперечного перерізу шпинделя на проміжку між опорами 1 і 2 (є прослаблені місця –різьба); вплив "консольних" виступів шпинделя а і в (рис.2) на початкове зміщення опор шпинделя і його прогин; вплив сили різання; пружні віджаття в опорах прутка; незбалансованість вузла через неточність геометричної форми його складових частин; і т.д..

На рис. 3 представлені залежності критичної частоти обертання шпинделя від діаметра прутка, відстані між його опорами та жорсткості опор шпинделя, де жорсткість умовних підшипників C_y виражена в частинах від жорсткості C_1 .

Проведені вище дослідження демонструють можливість (потенціал) підвищення швидкохідності шпиндельного вузла БТА 1Б(А)240. Для повного використання цього потенціалу необхідно усунути ще ряд стримуючих факторів, серед яких непристосованість окремих конструкцій привода механізму затиску заготовки до роботи на високих частотах обертання, що виражається у втраті його експлуатаційних характеристик (працездатності), зокрема, зменшенні коефіцієнта підсилення K_{IIp} . На основі раніше проведених досліджень [4] на рис. 4 представлені залежності K_{IIp} від частоти обертання шпинделя двох типів приводів затиску: "пристосованого" (крива 1) та "непристосованого" (крива 2) до роботи на високих частотах обертання. Аналіз цих залежностей також визначає напрям подальших досліджень привода затиску, як – "перетворення негативного впливу відцентрових сил в позитивний". Тобто, як висновок можна зазначити, що вдосконалення привода затиску дасть можливість підвищити продуктивність верстата не лише за рахунок усунення обмеження швидкохідності шпинделя але й за рахунок більш якісної роботи механізму затиску верстата в цілому.

Висновки

Для можливості обробки прутка на великих частотах п необхідно переходити на схему закріплення і підтримку прутка по аналогії з автоматами поздовжнього точіння, застосовувати подвійний затиск і додаткові підтримки прутка, уникати гідроциліндрів затиску, що обертаються, використовуючи привод з геометричним замиканням, гідромеханічний привод силового замикання, а при розширенні відхилень діаметрів прутків самоналагоджувальні приводи. Великі швидкості обробки пруткових заготовок можуть бути досягнуті при використанні цангового затиску або інших патронів із замкнутим силовим контуром, а також за рахунок використання урівноваженого ріжучого інструменту, що обертається (різцевих головок), у випадку коли пруток не обертається, по аналогії з фасонно-відрізними автоматами. Також для наведеної схеми шпиндельного вузла (рис. 2) доцільно підвищити жорсткість задньої опори шпинделя, оскільки вона сприймає основну частину навантаження від невірноважених мас прутка і шпинделя в той час, як її жорсткість значно менша жорсткості передньої опори.

Дана проблема вимагає додаткових теоретичних і експериментальних досліджень при ризанні.

Список літератури

1. Данильченко Ю.М., Кузнецов Ю.М. Прецизійні шпindelні вузли на опорах кочення (теорія і практика). – Тернопіль -Київ: Економічна думка, 2003.-344с.
2. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник.-М.: Машиностроение, 1981.-183с.
3. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука . Главная редакция физико-математической литературы, 1982.- 280 с.
4. Кузнецов Ю.М. Редько Р.Г. Придальний Б.І. Вплив відцентрових сил інерції на передачу сил у важільних приводах затиску з геометричним замиканням. // Наукові нотатки. Випуск 18.– Луцьк 2006. – С. 230-240.
5. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпindel-патрон-деталь токарного автомата // Вестник машиностроения.-1990.-№8.- С.42-47.
6. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.І., Вачев А.А. Повышение динамического качества системы патрон-деталь пруткового автомата // Станки и инструмент.- 1987.- №12.-С.13-15.
7. Левина З.М., Зверев И.А. Расчёт статических и динамических характеристик шпindelных узлов методом конечных элементов // Станки и инструмент.-1986.-№8.-С.6-9.
8. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1980.-151с.
9. Металорежущие станки и автоматы: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. А.С. Проникова. - М.: Машиностроение, 1981.-479с.
10. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова.- К.: «Техника»; София: Гос.изд-во «Техника», 1988.- 222с.
11. Токарные многшпindelные автоматы. /В.И. Чергикало, О.И. Гуров, Б.П. Давидович и др.- М.: Машиностроение.–309с.
12. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной обработки на металлорежущих станках. // Доклад на международной юбилейной научной конференции, Пловдив, Болгария, 10.11.2006.

В статье определены критические частоты вращения шпindelного узла токарного автомата при разных значениях диаметра обрабатываемого прутка, его длины и жёсткости опор шпинделя. На основе проведенного анализа даны рекомендации относительно выбора наилучшего способа закрепления прутка.

The critical frequency of spindle block rotation of automatic lathe at the different values of the diameter and length of machinable bar and stiffness of the spindle bearing are determined. On the basis of the conducted analysis recommendation on the choice of the best method of the bar fixing is given.

Розрахунок параметрів магнітних систем для використання їх у процесах відновлення деталей машин

В статті розглядається метод розрахунку параметрів магнітної системи для використання її у процесах відновлення вузлів тертя на основі полімерних композитних матеріалів.
полімерні композиційні матеріали, магнітні поля, розрахунок параметрів магнітних систем

У сучасному машинобудуванні досить часто використовуються полімерні композитні матеріали (ПКМ) з їх цікавими фізико-механічними та антифрикційними властивостями. При застосуванні таких матеріалів особлива увага надається прогнозуванню необхідних для них властивостей та покращенню експлуатаційних характеристик. Зокрема відомо, що збільшення концентрації металічного наповнювача у полімері дозволяє покращити зносостійкість та теплостійкість робочої поверхні, але приводить до зменшення пластичності композиту, що негативно позначається на надійності в області контакту ПКМ з металічною основою деталі [1]. Створення ж градієнту концентрації металічного наповнювача у композиті за рахунок переміщення його частинок до поверхні тертя під дією магнітного поля повинно покращити обидва раніше названі параметри [2].

У зв'язку з цим виникає завдання розрахунку та створення магнітних систем із різноманітними неоднорідними магнітними полями для практичного їх використання у роботі з ПКМ.

Результати розрахунку магнітної системи із електромагнітним збудженням поля для різних областей та їх експериментальна перевірка викладені у даній роботі.

Аксіальний переріз досліджуваної магнітної системи зображено на рис.1.

Магнітне поле, яке утворюється такою системою, можна розділити на три характерні області:

А – область потоку через проміжок між центральним стрижнем і концентричною трубою;

В – область потоку між внутрішніми краями граничної верхньої торцевої поверхні магнітної системи (між умовним джерелом m та стоком n);

С – область потоку над областю В.

Кожну із областей необхідно розглядати окремо. Допуски, які ми використовували при розрахунках:

– магнітним опором сталі нехтуємо ($\mu_{\text{сталі}} \gg \mu_{\text{повітря}}$);

– вважаємо, що увесь об'єм поля – це об'єм вказаних вище областей А, В, С;

– м.д.с. вважаємо рівномірно розподіленою по всьому проміжку між стрижнем і концентричною трубою. Лінії індукції у проміжку спрямовані радіально;

– поверхні, які обмежують виділені області потоку, є поверхнями сталого радіусу кривизни.

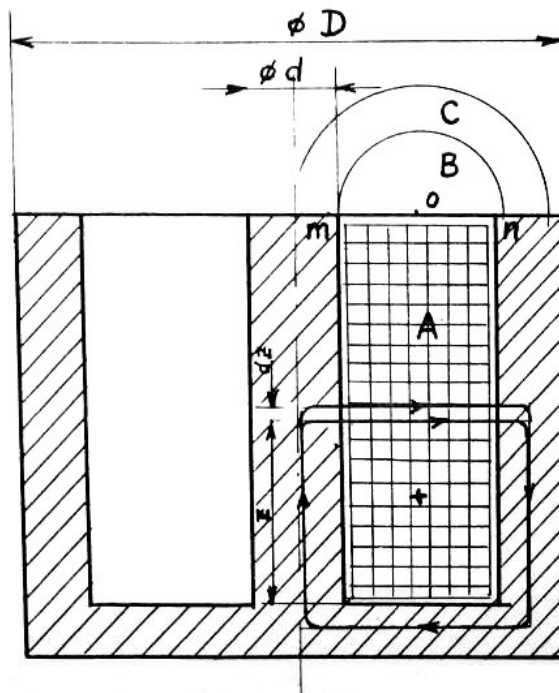


Рисунок 1 – Ескіз магнітної системи, покладений в основу розрахунку

Магнітний опір платівки довжиною l та площею поперечного перерізу S визначається:

$$R_M = \frac{l}{\mu_0 S}. \quad (1)$$

Магнітна провідність цього ж об'єму буде:

$$\lambda_M = \frac{\mu_0 S}{l}. \quad (2)$$

Для елементарного об'єму ці ж самі величини:

$$dR_M = \frac{dl}{\mu_0 dS}; \quad d\lambda_M = \frac{\mu_0 dS}{dl}. \quad (3)$$

Магнітний опір платівки А (див. рис. 2):

$$dR_M^A = \frac{dr}{\mu_0 dz r d\alpha}. \quad (4)$$

Для кільцевої смужки радіуса r , товщиною dr та висотою dz :

$$dR_M = \frac{dr}{\mu_0 dz 2\pi r}. \quad (5)$$

Магнітний опір кільця внутрішнього радіуса R_1 , зовнішнього R_2 та висотою dz :

$$\delta R_M = \frac{1}{2\pi\mu_0 dz} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dr}{r} = \frac{1}{2\pi\mu_0 dz} \ln \frac{R_2}{R_1}. \quad (6)$$

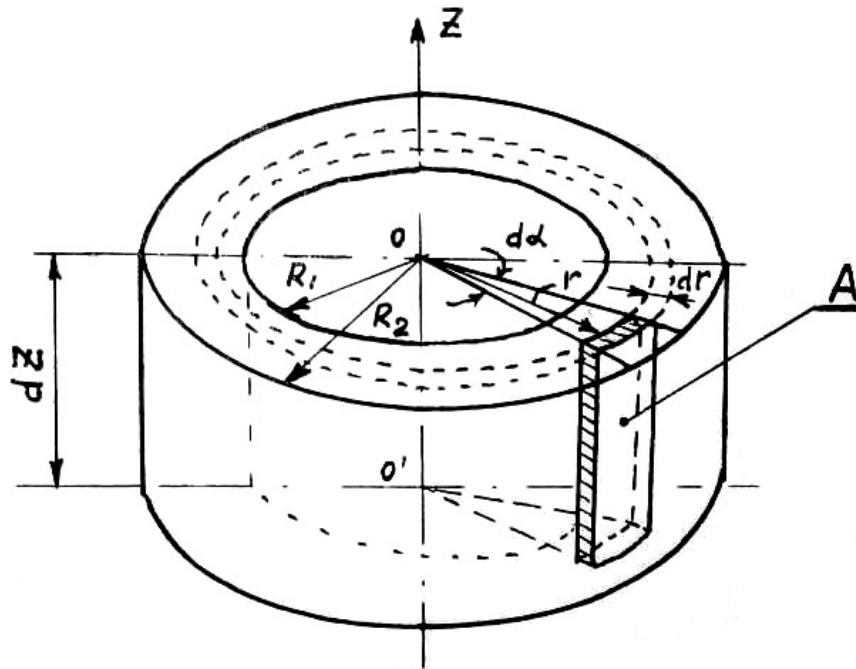


Рисунок 2 – Об'єм, для якого виконується розрахунок магнітного потоку

Магнітний опір та магнітна провідність кільця висотою h , тобто проміжку між центральним стрижнем та концентричною трубою:

$$R_M = \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi\mu_0 h}; \quad (7)$$

$$\lambda_M = \frac{2\pi\mu_0 h}{\ln \frac{R_2}{R_1}}. \quad (8)$$

Для трубки потоку висотою dz , що охоплює струм, утвореного частиною котушки висотою z (враховуємо тільки опір кільцевого повітряного проміжку):

$$\delta\Phi = \frac{INz}{\delta R_M}, \quad (9)$$

де δR_M визначається виразом (6).

Тому:

$$\delta\Phi = \frac{INz 2\pi\mu_0 dz}{h \ln \frac{R_2}{R_1}}. \quad (10)$$

Для потоку через переріз трубки, на відстані r від осі стрижня:

$$\delta\Phi = Bds ; \quad dS = 2\pi r dz , \quad (11)$$

тому індукція на відстані r від осі стрижня ($r > R_1$, де R_1 – радіус стрижня):

$$B = \frac{INZ2\pi\mu_0 dz}{h \left(\ln \frac{R_2}{R_1} \right) 2\pi r dz} = \frac{\mu_0 INZ}{rh \ln \frac{R_2}{R_1}} . \quad (12)$$

Потік через проміжок між центральним стрижнем і концентричною трубою визначається виразом:

$$\Phi_A = \frac{2\pi\mu_0 IN}{h \ln \frac{R_2}{R_1}} \int_0^h z dz = \frac{\mu_0 \pi INh}{\ln \frac{R_2}{R_1}} . \quad (13)$$

На основі одержаної формули (12) нами виконана оцінка магнітної індукції на торцевій поверхні магнітної системи у точці О (див. рис. 1). Якщо магнітне поле створювати тільки з допомогою котушки, намотаної на центральний стрижень, із кількістю витків $N=2200$ та струму $I=1A$, то при $z=h$ та $r = R_1 + \frac{R_2 - R_1}{2} = \frac{R_2 + R_1}{2}$:

$$B_{(O)} = \frac{2\mu_0 IN}{(R_2 + R_1) \ln \frac{R_2}{R_1}} = \frac{2 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 1 \cdot 2200}{(40 + 13) 10^{-3} \ln \frac{40}{13}} = 0,093 \text{ (Тл)} .$$

Якщо ж магнітне поле створювати двома котушками із струмами $I_1=0,5$ А та $I_2=0,575$ А, то магнітна індукція у точці О повинна дорівнювати:

$$B_{(O)} = \frac{\mu_0 \frac{I_1 N_1 + I_2 N_2}{2}}{\frac{(R_1 + R_2)}{2} \ln \frac{R_2}{R_1}} = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} \cdot (0,5 \cdot 1372 + 0,575 \cdot 1200)}{53 \cdot 10^{-3} \cdot 1,124} = 0,029 \text{ (Тл)} .$$

Експериментальну перевірку одержаних розрахунків виконували шляхом вимірювання магнітної індукції за допомогою датчика е.р.с. Холла із чутливістю 67,8 мкВ/А·ерст. Для магнітної системи із двома котушками одержано слідує значення:

$$B_{(O)} = \frac{U_x (\text{мкВ})}{I(A) \cdot C} , \text{ де } C=67,8 \text{ мкВ/А} \cdot \text{ерст} .$$

$$B_{(O)} = \frac{1350 \cdot 80 \cdot 4\pi \cdot 10^{-7}}{75 \cdot 10^{-3} \cdot 67,8} = 0,026 \text{ (Тл)} .$$

Висновки

1. Згідно одержаної формули (12) магнітна індукція у проміжку А являється функцією координат r та z і тому такі магнітні системи можуть бути використані для створення градієнту концентрації металічного наповнювача у ПКМ.

2. Аналіз формули (13) показує, що для збільшення магнітного потоку крізь область А необхідно збільшити висоту магнітопроводу з одночасним зменшенням відношення $\frac{R_2}{R_1}$.

3. Експериментальні виміри магнітної індукції задовільно співпадають із розрахунковими, що свідчить про можливість використання обраного методу розрахунку магнітної системи.

Список літератури

1. Молчанов Ю.М., Касле С.Р., Родин Ю.М. – Ж., Механика полимеров. – 1943. – №4.
2. Булей І.А., Ковальчук В.І., Чабанний В.Я. Електромагнітна обробка епоксидних композиційних покриттів. – Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 34. – 2004. – С. 200-204.

В статье рассматривается метод расчета параметров магнитной системы для использования ее в процессах восстановления узлов трения на основе полимерных композитных материалов.

This article discusses a method for calculating the parameters of magnetic system for use in the reconstruction process of friction units based on polymer composite materials.

Точное решение задачи устойчивости пассивной автобалансирующей ротора, совершающего плоско-параллельное движение, при частном расположении компенсирующих масс

В работе получено точное решение, в явном виде устанавливающее зависимость границы устойчивости автобалансирующей от параметров ротора и автобалансира в рассматриваемом случае. Выполнен его анализ. Получено простое приближенное выражение для границы устойчивости.
ротор, автобалансирующая, пассивный автобалансирующая, устойчивость

1. Постановка проблемы. Анализ существующих исследований. Цель работы.

Автобалансирующие устройства (АБУ) пассивного типа находят применение в роторных машинах (РМ) для снижения уровня их вибрации. Их практическое применение сталкивается с проблемой обеспечения устойчивости автобалансирующей режима движения механической системы (МС). В свою очередь, решение этой проблемы обуславливает необходимость развития аналитической теории АБУ.

В данной работе рассматривается проблема устойчивости автобалансирующей простейшего ротора, совершающего плоско-параллельное движение. Анализ ограничивается частным случаем расположения компенсирующих масс (КМ) АБУ, при котором геометрический параметр $D=0$ (определение параметра см. ниже). Практическая целесообразность такого ограничения обусловлена следующим. В процессе эксплуатации РМ происходит неизбежный рост дисбаланса ротора, в результате чего изменяются автобалансирующие положения КМ в АБУ и значение D . Как следствие изменяются и границы устойчивости. Характер изменения границы устойчивости изучался в работах [1, 2, 3], где показано, что из всего возможного диапазона значений $D=0...1$ частный случай $D=0$ является наиболее опасным. При этом область устойчивости автобалансирующей наиболее узкая. Таким образом, исследование этого частного случая дает наиболее важную информацию для эффективной эксплуатации АБУ, практически гарантирующую его устойчивость в течение заданного ресурса. Кроме того, рассмотрение частных случаев расширяет возможности аналитического исследования динамики МС и получения приближенных и даже точных выражений для границ устойчивости.

Целью данной работы является получение точного аналитического решения для границ устойчивости автобалансирующей ротора с АБУ для случая $D=0$ и его анализ, а также получение приближенного решения.

2. Уравнения возмущенного движения

Рассмотрим однодисковый ротор на двух изотропных опорах. Статически неуравновешенный диск ротора расположен посередине между опорами и совершает плоское движение. В плоскости диска расположен автобалансирующая с КМ в виде шариков или маятников. Количество КМ n произвольное, но не менее двух. Число степеней свободы данной МС равно $(2+n)$.

Данная механическая система характеризуется следующими физическими параметрами: ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с; M – масса диска, кг; r – эксцентриситет, м; K – жесткость вала и его опор, приведенная к центру диска, Н/м; β_m, β – коэффициенты внешнего вязкого демпфирования ротора, кг·с⁻¹ и с⁻¹; p – критическая скорость вращения ротора без АБУ, рад/с; x, y – текущие координаты геометрического центра диска, м; m, n – масса одной КМ (кг) и их количество; R – радиус окружности движения центров масс КМ в АБУ, м; h_ϕ – коэффициент внутреннего вязкого сопротивления движению КМ в АБУ, с⁻¹; α_j – постоянные угловые положения КМ относительно диска в режиме автобалансировки, рад; ϕ_j – текущая угловая координата j -й КМ относительно оси x , рад.

Устойчивость режима автобалансировки исследуем традиционным методом Ляпунова по первому приближению уравнений возмущенного движения. В работе [4] в рамках единого подхода получена система уравнений возмущенного движения для произвольной роторной машины с пассивным АБУ. Переход к предложенным там же «суммарным» обобщенным координатам КМ позволяет максимально сократить количество уравнений системы, причем независимо от числа КМ.

Для рассматриваемой МС ротора с АБУ система уравнений возмущенного движения принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} M_\Sigma \{\delta\ddot{q}\} + \beta_m \{\delta\dot{q}\} + K \{\delta q\} + mR\{\dot{f}_a\} &= \{0\}; \\ \{\ddot{f}_a\} + (h_\phi[E] - 2\omega[E_c])\{\dot{f}_a\} - (\omega^2[E] + h_\phi\omega[E_c])\{f_a\} + \frac{1}{2R}[T][d_c][T]^{-1}\{\delta\ddot{q}\} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$\{\delta q\} = \begin{Bmatrix} \delta x \\ \delta y \end{Bmatrix}; \quad \{f_a\} = \begin{Bmatrix} f_{as} \\ f_{ac} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin(\omega t + \alpha_j) \\ \sum_{j=1}^n \psi_j \cos(\omega t + \alpha_j) \end{Bmatrix}; \quad M_\Sigma = M + nm;$$

$$[d_c] = \begin{bmatrix} (n - D_c) & -D_s \\ -D_s & (n + D_c) \end{bmatrix}; \quad D_c = \sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j; \quad D_s = \sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j; \quad D = \frac{1}{n^2}(D_c^2 + D_s^2);$$

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad [E_c] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}; \quad [T(t)] = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t \\ \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix};$$

$\{\delta q\}$ – вектор вариаций обобщенных координат диска;

$\{f_a\}$ – вектор вариаций суммарных обобщенных координат КМ;

$[d_c]$ – геометрическая матрица, характеризующая автобалансирующие расположения КМ.

Здесь параметр D обобщенно характеризует геометрию автобалансирующего расположения КМ в автобалансире. Его составляющие D_c и D_s входят в систему (1).

Из (1) видно, что в общем случае уравнения возмущенного движения имеют периодические коэффициенты, что существенно затрудняет их аналитическое исследование. Поэтому в подавляющем большинстве исследований устойчивости АБУ осуществлялся переход к уравнениям с постоянными коэффициентами во вращающейся системе координат. Однако, при частном значении параметров $D_c = D_s = 0$ и, следовательно $D=0$, периодические матрицы $[T(t)]$ и $[T(t)]^{-1}$ в (1) сокращаются и все коэффициенты системы становятся постоянными, что позволяет исключить

дополнительный этап трудоемкого преобразования. В этом случае уравнения возмущенного движения (1) принимают вид:

$$\begin{aligned} \{\delta\ddot{q}\} + \beta \{\delta\dot{q}\} + p^2 \{\delta q\} + \mu R \{\ddot{f}_a\} &= \{0\}; \\ \{\ddot{f}_a\} + (h_\varphi[E] - 2\omega[E_c])\{\dot{f}_a\} - (\omega^2[E] + h_\varphi\omega[E_c])\{f_a\} + \frac{n}{2R}\{\delta\ddot{q}\} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$\beta = \frac{\beta_m}{M_\Sigma}; \quad p^2 = \frac{K}{M_\Sigma}; \quad \mu = \frac{m}{M_\Sigma}; \quad \mu - \text{относительная масса одной КМ.}$$

3. Характеристическое уравнение и его формы

Характеристическое уравнение (ХУ), соответствующее системе (2), после преобразований выпишем в форме определителя от блочной матрицы:

$$\begin{vmatrix} (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2)[E] & \mu R \lambda^2 [E] \\ \frac{n}{2R} \lambda^2 [E] & (\lambda^2 + h_\varphi \lambda - \omega^2)[E] - \omega(2\lambda + h_\varphi)[E_c] \end{vmatrix} = 0, \quad (3)$$

где λ – собственное число МС.

Здесь определитель состоит из четырех блоков размером (2,2) каждый. Диагональные блоки соответствуют подсистеме ротора и подсистеме КМ АБУ, а внедиагональные блоки характеризуют взаимосвязь между подсистемами МС.

Важно отметить, что ХУ (3) имеет вид существенно более простой, чем традиционный ХУ после перехода к вращающимся координатам. Это дает возможность довести анализ устойчивости до точного решения.

Используя известные свойства блочных определителей [5-7 и др.], ХУ (3) может быть представлено в следующем эквивалентном виде:

$$\left| (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2) \left\{ (\lambda^2 + h_\varphi \lambda - \omega^2)[E] - \omega(2\lambda + h_\varphi)[E_c] \right\} - \frac{1}{2} n \mu \lambda^4 [E] \right| = 0$$

или

$$\left| \left(\lambda^2 + h_\varphi \lambda - \omega^2 - \frac{1}{2} n \mu L(\lambda) \right) [E] - \omega(2\lambda + h_\varphi)[E_c] \right| = 0 \quad \text{при } (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2) \neq 0, \quad (4),$$

где

$$L(\lambda) = \frac{\lambda^4}{\lambda^2 + \beta\lambda + p^2}.$$

Здесь размер определителя ХУ понижен с (4,4) до (2,2).

Раскрывая определитель (4), получаем

$$\left(\lambda^2 + h_\varphi \lambda - \omega^2 - \frac{1}{2} n \mu L(\lambda) \right)^2 + \omega^2 (2\lambda + h_\varphi)^2 = 0,$$

откуда ХУ принимает вид алгебраического уравнения с комплексными коэффициентами:

$$\lambda^2 + (h_\varphi + 2i k \omega) \lambda - \omega^2 + i h_\varphi k \omega - \frac{1}{2} n \mu L(\lambda) = 0; \quad k = \pm 1. \quad (5)$$

4. Точное аналитическое решение для границ устойчивости

Проанализируем ХУ (5), применяя идею известного метода D -разбиения.

На границах устойчивости вещественная часть одного или нескольких собственных чисел равна нулю, т.е. имеют место равенства

$$\lambda = \lambda_s = i\omega_s ; \quad \operatorname{Re}(\lambda_s) = 0 ; \quad \operatorname{Im}(\lambda_s) = \omega_s . \quad (6)$$

Далее подставляем (6) в (5) и после отделения вещественной и мнимой частей ХУ получаем следующую систему уравнений, справедливую для границ устойчивости:

$$(\omega_s + k\omega_r)^2 + \frac{1}{2}n\mu \operatorname{Re}(L_s) = 0 ; \quad (7)$$

$$h_\phi (\omega_s + k\omega_r) - \frac{1}{2}n\mu \operatorname{Im}(L_s) = 0 , \quad (8)$$

где

$$L_s = L(\lambda_s) ; \quad \operatorname{Re}(L_s) = -\frac{(\omega_s^2 - p^2)\omega_s^4}{(\omega_s^2 - p^2)^2 + \beta^2\omega_s^2} ; \quad \operatorname{Im}(L_s) = -\frac{\beta\omega_s^5}{(\omega_s^2 - p^2)^2 + \beta^2\omega_s^2} . \quad (9)$$

Система уравнений (7), (8) может быть приведена к системе равенств нулю двух полиномов относительно ω_s :

$$\left(h_\phi^2 - \frac{1}{2}n\mu\beta^2 \right) \omega_s^6 - h_\phi^2(3p^2 - \beta^2)\omega_s^4 + p^2h_\phi^2(3p^2 - \beta^2)\omega_s^2 - h_\phi^2p^6 = 0 ; \quad (10)$$

$$(\beta + h_\phi)\omega_s^2 + \beta k\omega_r \omega_s - h_\phi p^2 = 0 .$$

Здесь первое уравнение получено путем исключения из (7), (8) величины $(\omega_s + k\omega_r)$ с последующей подстановкой $\operatorname{Re}(L_s)$ и $\operatorname{Im}(L_s)$ из (9). Второе уравнение получено на основе рассмотрения отношения $\operatorname{Re}(L_s)/\operatorname{Im}(L_s)$.

В систему (10) входят две неизвестные величины: искомая граница устойчивости ω_r (по скорости вращения ротора) и частота собственных колебаний МС (соответствующая той форме собственных колебаний, по которой происходит потеря устойчивости). Важная особенность полученной системы (10) состоит в том, что величина ω_r присутствует только в одном из коэффициентов второго уравнения. Это дает возможность после исключения ω_s из системы (10) получить уравнение для ω_r минимальной степени. Для исключения ω_s удобно воспользоваться понятием результата, известного из курса высшей алгебры [7].

После выполнения указанных преобразований приходим к бикубическому уравнению относительной границы устойчивости автобалансировки:

$$c_0x^3 + c_1x^2 + c_2x + c_3 = 0 , \quad (11)$$

где

$$x = \omega_r^2 ; \quad c_0 = \beta^2 \left(h_\phi^2 - \frac{1}{2}n\mu\beta^2 \right) ;$$

$$c_1 = -\beta^2 h_\phi \left[h_\phi (3p^2 - \beta^2 - 2h_\phi(h_\phi + \beta)) + \frac{1}{2}n\mu(\beta^2 h_\phi + 3p^2 h_\phi + 6p^2 \beta) \right] ;$$

$$c_2 = \beta h_\phi^2 \left[\beta(p^2(3p^2 - \beta^2) + h_\phi^2(h_\phi + \beta)^2) - \frac{1}{2}n\mu p^2(4\beta^2 h_\phi + 6p^2 h_\phi + 3\beta h_\phi^2 + 9p^2 \beta) \right] ;$$

$$c_3 = -p^2 h_\phi^2 \left[\beta(h_\phi(h_\phi + \beta) + p^2) + \frac{1}{2}n\mu h_\phi p^2 \right]^2 .$$

Отсюда получаем точные аналитические выражения, определяющие в явном виде границы устойчивости:

$$\omega_{r1}^2 = A + B; \quad \omega_{r2,3}^2 = -\frac{1}{2}(A + B) \pm i \frac{\sqrt{3}}{2}(A - B), \quad (12)$$

где

$$A = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}q + \sqrt{Q}}; \quad B = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}q - \sqrt{Q}}; \quad Q = \left(\frac{1}{3}p\right)^3 + \left(\frac{1}{2}q\right)^2;$$

$$p = \frac{1}{c_0^2} \left(-\frac{1}{3}c_1^2 + c_0c_2\right); \quad q = \frac{1}{c_0^3} \left(\frac{2}{27}c_1^3 - \frac{1}{3}c_0c_1c_2 + c_0^2c_3\right);$$

Согласно решению Кардано при $Q > 0$ среди трех корней кубического уравнения (11) имеется один действительный корень x_1 и два комплексно сопряженных корня $x_{2,3}$, а при $Q \leq 0$ – три действительных корня (при $Q = 0$ имеется кратный корень).

Анализ показывает, что при характерных диапазонах значений параметров МС β , n , μ , h_ϕ (см. [1-3]) величина Q положительна. Этот же анализ выявил, что коэффициенты c_1 , c_2 , c_3 не изменяют своего знака, в то время как коэффициент c_0 может быть как положительным, так и отрицательным. Последнее дает возможность применить правило знаков Декарта [7] для анализа количества положительных и отрицательных корней кубического уравнения (11).

Анализ полученного решения позволяет сделать заключение, что при характерных значениях параметров МС и $D=0$ возможны следующие два случая.

1. Существует одна (нижняя) граница устойчивости автобалансировки ω_{r1} . При этом $c_0 > 0$, $Q > 0$, $x_1 = \omega_{r1}^2 > 0$.

2. Граница устойчивости отсутствует. При этом $c_0 < 0$, $Q > 0$, $x_1 = \omega_{r1}^2 < 0$. В этом случае автобалансировочный режим движения неустойчив при любой частоте вращения ротора и параметрах МС.

Критическим фактором, разделяющим первый и второй случаи является знак коэффициента c_0 .

Таким образом, можно сформулировать следующий критерий – автобалансировка ротора не может быть устойчива ни при какой частоте вращения если

$$D = 0 \quad \text{и} \quad h_\phi^2 \leq \frac{1}{2}n\mu\beta^2 \quad \text{или} \quad K_b = \frac{1}{2}n\mu \frac{\beta^2}{h_\phi^2} \geq 1. \quad (13)$$

Отметим, что формально существует также возможность существования трех и двух границ устойчивости. Однако эти случаи соответствуют нетипичным (или даже физически невозможным) значениям параметров МС и требуют отдельного анализа.

5. Приближенное аналитическое решение для границ устойчивости

Вернемся к системе уравнений (10). Для подавляющего большинства РМ имеет место соотношение $\beta^2 \ll 3p^2$. Принимая, что $(3p^2 - \beta^2) \approx 3p^2$, из точной системы (10) приходим к приближенным уравнениям вида:

$$\begin{aligned} (\omega_s^2 - p^2)^3 - K_b \omega_s^6 &= 0; \\ (1 + \gamma_b) \omega_s^2 + k\omega_r \omega_s - \gamma_b p^2 &= 0, \end{aligned} \quad (14)$$

где

$$\gamma_b = \frac{h_\phi}{\beta}; \quad K_b = \frac{1}{2}n\mu \frac{\beta^2}{h_\phi^2} = \frac{1}{2}n\mu \frac{1}{\gamma_b^2}.$$

Здесь первое уравнение существенно упростилось в сравнении с исходным вариантом, что позволяет получить из (14) аналитическое решение в явной форме.

Приближенная формула для границы устойчивости автобалансирующей, полученная из (14), имеет вид:

$$\omega_r = \pm p \frac{1 + \gamma_b \sqrt[3]{K_b}}{\sqrt{1 - \sqrt[3]{K_b}}} \text{ или через параметры МС: } \omega_r = \pm p \frac{\sqrt[3]{\beta} + \sqrt[3]{\frac{1}{2} n \mu h_\phi}}{\sqrt{\sqrt[3]{h_\phi^2} - \sqrt[3]{\frac{1}{2} n \mu \beta^2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{h_\phi}{\beta}}. \quad (15)$$

Полученная формула имеет наглядный вид и отражает свойство отсутствия устойчивости при условии (13). Ее погрешность не превышает 8 % согласно численным расчетам при характерных диапазонах значений параметров МС.

Заключение

1. Показано, что рассматриваемая задача допускает точное аналитическое решение (12), которое в явном виде определяет зависимость границы устойчивости автобалансирующей от значений параметров ротора и АБУ.

2. Установлено, что в пространстве параметров МС существует область (13), в пределах которой невозможно обеспечить устойчивость автобалансирующей ни при какой частоте вращения ротора.

3. Полученная приближенная формула наглядно отражает влияние параметров ротора и АБУ на границу устойчивости и обладает приемлемой точностью.

Список литературы

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і видрозахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
2. Горбенко А.Н. Об устойчивости автобалансирующей ротора с помощью шариков // Проблемы прочности – 2003. – № 3 (363). – С. 120-129.
3. Горбенко А.Н. Изменение границы устойчивости автобалансирующей ротора шарами в процессе эксплуатации // Авиационно-космическая техника и технология: Научно-технический журнал. – Харьков: "Харьковский авиационный институт". – 2008. – Вып. 8 (55). – С. 156-159.
4. Горбенко А.Н. Основы общего подхода к анализу устойчивости роторных машин с пассивным автобалансиром / Керченский гос. морской технол. ун-т. - Керчь, 2008. - 52с. - Рус. - Деп. в ГНТБ Украины 07.07.2008, №108 – Ук, 2008.
5. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. – М.: Наука, 1988. – 552 с.
6. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера. – Киев: Техника, 1977. – 768 с.
7. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1968. – 720 с.

У роботі отримано точне рішення, що встановлює в явному вигляді залежність межі стійкості автобалансування від параметрів ротора і автобалансира в даному випадку. Виконаний його аналіз. Отримано просте наближене вираження для межі стійкості..

An exact solution is got, that in an obvious kind setting dependence of border of stability of autobalancing from the parameters of rotor and autobalancer in examined case. His analysis is executed. Simple approximate expression is got for the border of stability.

Інтенсифікація обробки фасонних порожнин

Запропоновано високоефективний метод розмірної обробки дугою торцевих поверхонь складного рельєфу двошаровими електродами-інструментами.
електрична дуга, двошаровий електрод-інструмент, міжелектродний зазор, гідродинамічний потік, технологічна схема формоутворення, технологічні характеристики процесу

В сучасному інструментальному та основному виробництвах при виготовленні порожнин кувальних штампів, прес-форм та оригінальних деталей широко застосовуються методи електроерозійної обробки. Найбільш поширеним з них є електроімпульсна обробка. Вона дозволяє отримати практично будь-яку за формою торцеву поверхню складного рельєфу поза залежністю від механічних властивостей матеріалу, що обробляється [1, С. 66-76]. Електроди-інструменти для електроімпульсної обробки виготовляють із вуглеграфіту або із міді [2, С. 5], причому форма робочої (торцевої) поверхні електрода-інструмента еквідистантна формі торцевої поверхні виробу та відрізняється від останньої в кожній точці на величину міжелектродного зазору. Процес, як відомо, реалізовується при поступальному русі електрода-інструмента, із зануренням робочої зони в рідину-діелектрик та з використанням нестационарних форм електричних розрядів [3, С. 83-85].

В зв'язку з тим, що енергія в зону обробки вводиться дискретно (порціями) та з відносно великими паузами, продуктивність електроімпульсної обробки дуже низька. Крім того, технічні складності отримання електричних імпульсів при силі струму більш 300 А суттєво обмежують потужність введеної енергії в робочу зону, що ще більше обмежує продуктивність обробки.

За роботами [4, 5] відомий високопродуктивний спосіб розмірної обробки металів електричною дугою, в якому енергія вводиться в зону обробки безперервно. Останнє підтверджується осцилограмами сили технологічного струму, який не падає до нуля, та зварювальними випрямлячами постійного струму, що використовуються при реалізації даного способу. Даний спосіб може бути застосований для розмірної обробки поверхонь складного рельєфу при поступальному русі вуглеграфітового електрода-інструмента та нерухомому електроді-заготовки, але обмеженої складності. Це пов'язано з тим, що розмірна обробка даним способом можлива лише тоді, коли на електричну дугу діє потужний гідродинамічний поперечний потік робочої рідини, який стискає дугу як в енергетичному, так і в геометричному плані та інтенсифікує процес видалення продуктів ерозії із зони обробки. Саме для цього робочу рідину в міжелектродному зазорі (тобто там, де горить електрична дуга) прокачують під технологічним тиском, щоб забезпечити певну (вище критичної) швидкість потоку.

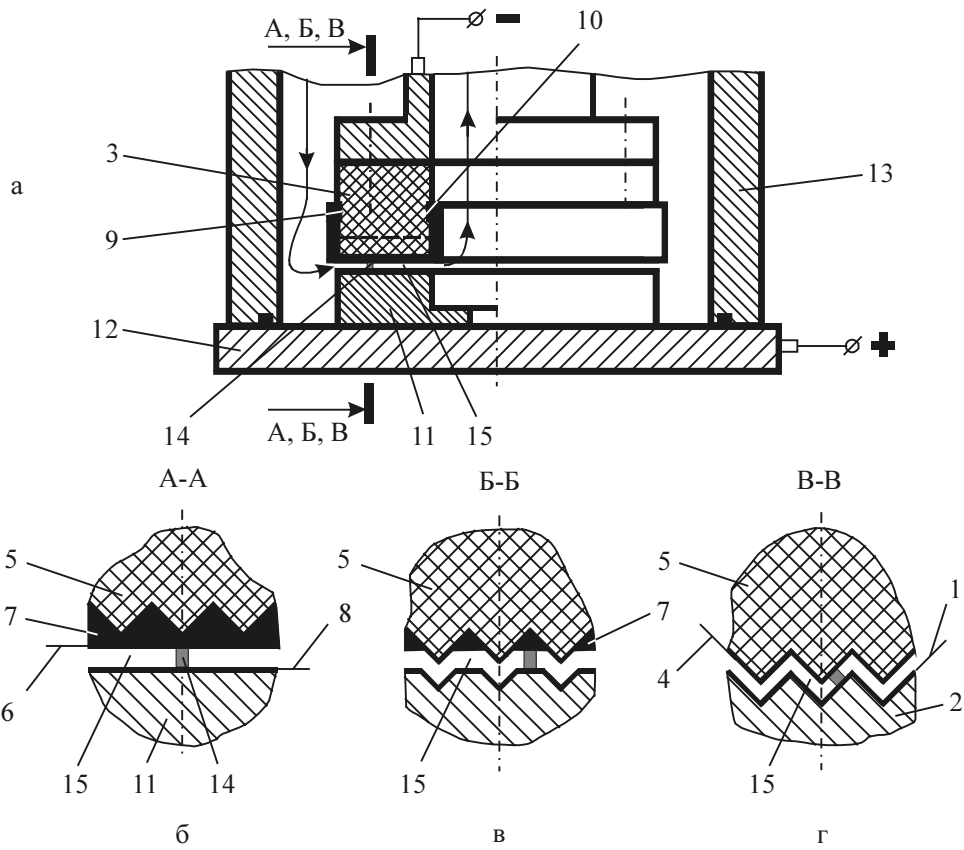
Однак, в початковій фазі процесу обробки електричною дугою торцевої поверхні з орієнтованим перпендикулярно радіальному напрямку складним рельєфом, наприклад при обробки V-подібних дрібних зубів муфти моменту, робоча рідина вільно (без опору) прокачується між плоскою поверхнею електрода-заготовки та рельєфною поверхнею електрода-інструмента, тобто тече по лінії найменшого опору, а в міжелектродному зазорі, де саме горить дуга, в зв'язку з великим гідравлічним опором, робоча рідина практично не тече. В наслідок цього, між електродами збуджується

звичайна (не стиснута дуга), яка за своїми параметрами наближається до зварювальної, і не може вести розмірну обробку. Міжелектродний зазор швидко шлакується (бо швидкість рідини в зазорі значно нижче критичної), виникають короткі замикання, процес дестабілізується та припиняється.

З метою розширення технологічних можливостей способу розмірної обробки електричною дугою торцевих поверхонь складного рельєфу, запропоновано обробку здійснювати двошаровим електродом-інструментом оригінальної геометрії.

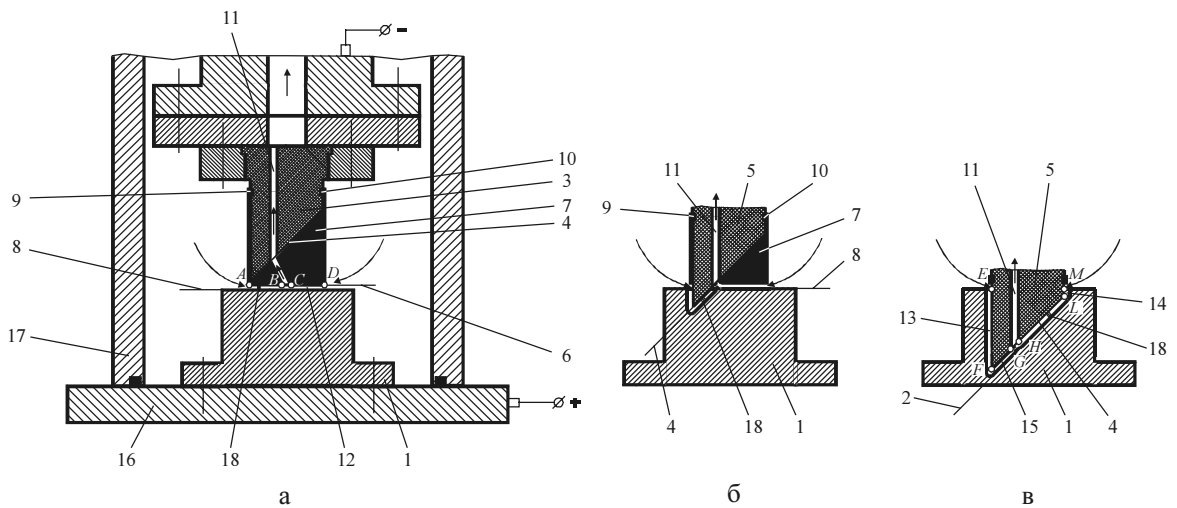
На рис. 1, як приклад, наведено характерні фази обробки електричною дугою торцевої поверхні з орієнтованим перпендикулярно радіальному напрямку складним рельєфом 1 виробу 2 (обробка дрібних зубів муфти моменту), яку здійснюють двошаровим електродом-інструментом 3. Останній виготовляють за наступною технологією. Торцеву робочу поверхню 4 внутрішнього шару 5 виконують еквідистантною поверхні виробу 1. Внутрішній шар 5 виготовляють із вуглеграфітового матеріалу марки МПГ-7, що володіє високою електроерозійною стійкістю. Торцеву робочу поверхню 6 зовнішнього шару 7 виконують еквідистантною поверхні електрода-заготовки 8, тобто плоскою. Зовнішній шар 7 виготовляють із матеріалу, який володіє низькою електроерозійною стійкістю, наприклад із сплаву Вуда, свинцю тощо. Закріплення зовнішнього шару на внутрішньому здійснюється шляхом занурення твердого внутрішнього шару в розплав із матеріалу зовнішнього шару до проточок 9, 10 з подальшим його охолодженням. Перед обробкою електрод-заготовку 11 виробу 2 закріплюють нерухомо на плиті 12 електроерозійного верстата, а двошаровий електрод-інструмент 3 – на його шпинделі. Робочу зону верстата закривають герметично камерою 13. Для обробки в камеру нагнітають під технологічним тиском 0,2...2 МПа робочу рідину (як правило органічне середовище) за напрямком від периферії до центру двошарового електрода-інструмента 3. Вмикають постійний технологічний струм і ведуть процес обробки електрода-заготовки 11 електричною дугою 14 з використанням автоматичного регулятора торцевого міжелектродного зазору 15 (на рис. 1 не показано). Завдяки тому, що в початковий момент обробки торцева робоча поверхня 6 зовнішнього шару 5 еквідистантна (в даному випадку паралельна) поверхні 8 електрода-заготовки 11, обробка здійснюється при постійному торцевому міжелектродному зазорі 15. Саме ця умова дозволяє забезпечити оптимальні гідродинамічні умови для горіння електричної дуги 14 у будь-якій точці міжелектродного зазору 15. Зовнішній шар 7 на електроді-інструменті 9, завдяки низькій електроерозійній стійкості, легко та швидко руйнується електричною дугою 14 та поступово вивільняє внутрішній шар 5, який, власне, і відповідає за точність формоутворення поверхні складного рельєфу 1, так як його виготовлено із електроерозійно-стійкого матеріалу. Протягом всього процесу обробки торцевий міжелектродний зазор 15 підтримується постійним, що забезпечує стабільний гідродинамічний режим обробки, а отже, стабільну точність формоутворення складного рельєфу.

Подальше удосконалення способу розмірної обробки електричною дугою торцевих поверхонь складного рельєфу з використанням для формоутворення двошарового електрода-інструмента відбувалося у напрямку забезпечення оптимального гідродинамічного режиму потоку робочої рідини в торцевому зазорі при обробці торцевої поверхні з підвищеною складністю рельєфу. Представником такої поверхні є глухий отвір або порожнина з значно похилим дном. Останнє пов'язано з тим, що гідродинамічні умови процесу в початковій та кінцевій фазах обробки значно відрізняються. Так, в початковій фазі обробки гідравлічний опір течії робочої рідини в торцевому зазорі як правило симетричний відносно технологічного каналу в електроді-інструменті, в той же час в кінцевій фазі обробки – значно несиметричний.



а - початкова фаза (радіальний переріз); б - початкова фаза (поперечний переріз А-А); в - проміжна фаза (поперечний переріз Б-Б); г - кінцева фаза (поперечний переріз В-В)

Рисунок 1 - Фази реалізації способу обробки дугою дрібних зубів муфти моменту з використанням двошарового електрода-інструмента



а - початкова фаза; б - проміжна фаза; в - кінцева фаза

Рисунок 2 - Фази реалізації способу обробки дугою глухого круглого отвору із значно похилим дном з використанням двошарового електрода-інструмента

Це приводить до того, що електрична дуга в різних точках торцевого зазору в кінцевій фазі обробки горить в різних гідродинамічних умовах, що визначає різну якість обробленої поверхні. Більш того, коли різниця в швидкостях потоку вийде за критичну межу, процес дестабілізується та може зовсім зупинитися. Крім того, даний спосіб не забезпечує обробку великогабаритних торцевих поверхонь складного рельєфу, так як із підвищенням розміру поверхні підвищується довжина траси евакуації продуктів ерозії із торцевого зазору, продуктивність суттєво падає, а процес затухає.

З метою усунення вище наведених недоліків, пропонується удосконалити конструкцію двошарового електрода-інструмента так, щоб в процесі обробки робоча рідина разом с продуктами ерозії видалялася із торцевого міжелектродного зазору крізь канал в електроді-інструменті, який розташований так, що принаймні в початковій та кінцевій фазах обробки, гідравлічний опір течії робочої рідини в міжелектродному зазорі симетричний відносно даного каналу або наближається до симетрії.

Так, розмірну обробку глухого отвору з значно похилим дном (рис. 2) в електроді-заготовці 1, як торцевої поверхні складного рельєфу 2, здійснюють двошаровим електродом-інструментом 3, який виконано за наступною технологією. Торцеву робочу поверхню 4 внутрішнього шару 5 виконують еквідистантною поверхні 2 похилого дна отвору в електроді-заготовці 1. Внутрішній шар 5, як у вище описаному випадку, виготовляють із електроерозійно-стійкого матеріалу, наприклад із вуглеграфітового матеріалу марки МПГ-7. Торцеву робочу поверхню 6 зовнішнього шару 7 виконують еквідистантною поверхні 8 електрода-заготовки 1. Зовнішній шар 7 виготовляють із матеріалу, який володіє низькою електроерозійною стійкістю, наприклад, із сплаву Вуда. Закріплення зовнішнього шару 7 відносно внутрішнього 5 здійснюється шляхом занурення твердого внутрішнього шару 5 в розплав із матеріалу зовнішнього шару до проточок 9, 10 з подальшим його охолодженням. Забезпечення симетричності гідравлічного опору в міжелектродному зазорі відносно каналу 11 в електроді-інструменті 3 на різних фазах обробки досягається умовами:

- для початкової фази:

$$\Delta P_{ex(A)} + \Delta P_{AB} + \Delta P_{n(B)} = \Delta P_{ex(D)} + \Delta P_{CD} + \Delta P_{n(C)}, \quad (1)$$

де $\Delta P_{ex(A)}$, $\Delta P_{ex(D)}$ - гідравлічні опори (або втрати тиску) на вході потоку в торцевий міжелектродний зазор 12 відповідно в точках A та D ;

ΔP_{AB} , ΔP_{CD} - гідравлічні опори (або втрати тиску) в торцевому міжелектродному зазорі 12 відповідно на ділянках AB (довжиною l_{AB}) та CD (довжиною l_{CD});

$\Delta P_{n(B)}$, $\Delta P_{n(C)}$ - гідравлічні опори (або втрати тиску) при внутрішньому повороту потоку відповідно в точках B та C .

Але оскільки $\Delta P_{ex(A)} = \Delta P_{ex(D)}$, а $\Delta P_{n(B)} \approx \Delta P_{n(C)}$, то залежність (1) набуде вигляду:

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_{CD}; \quad (2)$$

- для кінцевої фази:

$$\Delta P_{ex(E)} + \Delta P_{EF} + \Delta P_{n(F)} + \Delta P_{FG} + \Delta P_{n(G)} =$$

$$= \Delta P_{ex(M)} + \Delta P_{ML} + \Delta P_{n(L)} + \Delta P_{LH} + \Delta P_{n(H)}, \quad (3)$$

де $\Delta P_{ex(E)}$, $\Delta P_{ex(M)}$ - гідравлічні опори (або втрати тиску) на вході потоку в бічні міжелектродні зазори 13, 14 відповідно в точках E та M ;

ΔP_{EF} , ΔP_{ML} - гідравлічні опори (або втрати тиску) в бічних міжелектродних зазорах 13, 14 відповідно на ділянках EF (довжиною l_{EF}) та ML (довжиною l_{ML});

$\Delta P_{n(F)}$, $\Delta P_{n(L)}$ - гідравлічні опори (або втрати тиску) при зовнішньому повороту потоку відповідно в точках F та L ;

ΔP_{FG} , ΔP_{LH} - гідравлічні опори (або втрати тиску) в торцевому міжелектродному зазорі 15 відповідно на ділянках FG (довжиною l_{FG}) та LH (довжиною l_{LH});

$\Delta P_{n(G)}$, $\Delta P_{n(H)}$ - гідравлічні опори (або втрати тиску) при внутрішньому повороту потоку відповідно в точках G та H .

Оскільки $\Delta P_{ex(E)} = \Delta P_{ex(M)}$, $\Delta P_{n(F)} \approx \Delta P_{n(L)}$, $\Delta P_{n(G)} \approx \Delta P_{n(H)}$, то залежність (3) можна спростити до вигляду:

$$\Delta P_{EF} + \Delta P_{FG} = \Delta P_{ML} + \Delta P_{LH}. \quad (4)$$

Перед обробкою (див. рис. 2) електрод-заготовку 1 закріплюють нерухомо на плиті 16 електроерозійного верстата, а двошаровий електрод-інструмент 3 - на його шпинделі. Робочу зону верстата закривають герметично камерою 17. Для обробки в камеру нагнітають під технологічним тиском робочу рідину (як правило органічне середовище) за напрямком від периферії до центру електрода-інструмента 3. Вмикають постійний технологічний струм і ведуть процес обробки електрода-заготовки 1 електричною дугою 18 з використанням автоматичної системи слідкування (на фігурах не показана) за торцевим міжелектродним зазором 12, 15. При цьому зовнішній шар 7 на електроді-інструменті 3 легко та швидко руйнується електричною дугою 18 та поступово вивільняє внутрішній шар 5, який, власне, і відповідає за точність формоутворення отвору з похилою донною торцевою поверхнею 2, так як його виготовлено із електроерозійно-стійкого матеріалу. Завдяки виконанню умов (2) та (4), при реалізації процесу обробки забезпечується симетричний відносно каналу 11 гідравлічний опір течії робочої рідини в міжелектродному зазорі не тільки в початковій, але й кінцевій фазах обробки, що, в свою чергу забезпечує симетричний відносно каналу 11 в електроді-інструменті 2 потік рідини в даних фазах. Це приводить до того, що електрична дуга 18 в різних точках торцевого зазору в кінцевій фазі обробки горить в оптимальних гідродинамічних умовах. Останнє визначає задану технологічну якість обробленої поверхні.

Для вказаних вище умов (див. рис. 2) розроблено методику та виконані дослідження технологічних характеристик процесу РОД фасонних порожнин з похилим дном. На підставі апріорної інформації було вибрано п'ять факторів, які повинні впливати на технологічні характеристики процесу РОД фасонних порожнин: сила технологічного струму I (X_1), А; статичний тиск робочої рідини на вході в зазор P_{cm} (X_2), МПа; площа обробки F (X_3), мм³; кут нахилу донної поверхні порожнини α (X_4), град.; відносний діаметр отвору в електроді-інструменті D/d . В результаті дослідження отримані математичні моделі таких технологічних характеристик процесу РОД фасонних порожнин, як: продуктивність обробки M (y_1), мм³/хв. (5); питома продуктивність обробки M_a (y_2), мм³/А·хв.; питома витрата електроенергії a (y_3),

кВт·год/кг; шорсткість бічної поверхні Ra (y_4), мкм; бічний міжелектродний δ_B (y_5), мм; лінійний відносний знос електрода-інструмента γ (y_6), %:

$$y_1 = 201 + 56,9x_1 - 38,1x_2 + 19,4x_3 - 20,1x_4 + 16,1x_5; \quad (5)$$

$$y_2 = 1,58 + 0,138x_1 - 0,278x_2 + 0,141x_3 - 0,141x_4 + 0,101x_5; \quad (6)$$

$$y_3 = 40,27 - 4,51x_1 + 4,67x_2 - 4,71x_3; \quad (7)$$

$$y_4 = 19,36 + 6,64x_1 + 1,64x_2 + 3,39x_3; \quad (8)$$

$$y_5 = 0,147 - 0,022x_2; \quad (9)$$

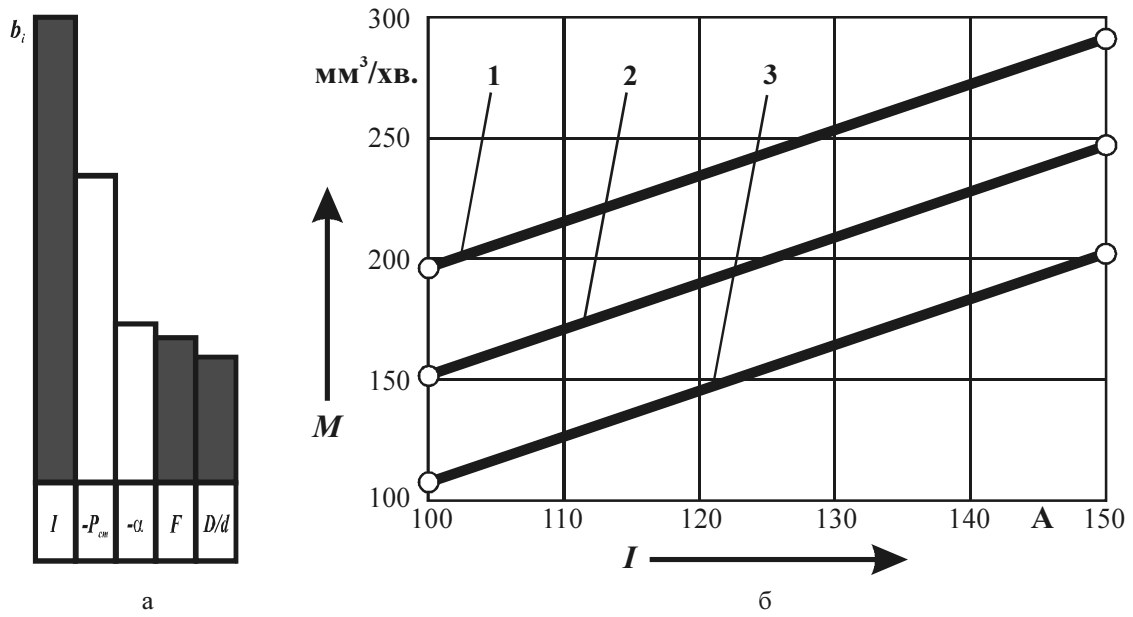
$$y_6 = 0,74 + 0,31x_1 + 0,14x_2 + 0,16x_3. \quad (10)$$

Показано, що найбільший вплив на продуктивність обробки виявляє сила технологічного струму I (рис. 3), із підвищенням якої M збільшується. Останнє підтверджує теплову природу РОД. Таким чином, силу технологічного струму треба розглядати як основний керуючий фактор. Вплив статичного тиску P_{cm} на M теж великий, але з його підвищенням продуктивність зменшується. Вплив кута нахилу α донної поверхні порожнини на продуктивність обробки значно менший, але суттєвий. Із підвищенням α продуктивність обробки зменшується. Останнє пояснюється погіршенням умов евакуації продуктів ерозії із зони обробки при підвищенні кута α : довжина траси евакуації зростає, а імовірність вторинного диспергування продуктів ерозії підвищується. Вплив інших факторів на M значно менший, але має суттєве значення. В рамках експерименту продуктивність процесу РОД фасонних порожнин M змінювалася в межах від 118 до 387 мм³/хв. Завдяки застосування двошарових електродів вперше отримані порожнини к кутом нахилу донної поверхні $\alpha > 12,5^\circ$, що було верхньою межею відомого способу РОД.

Питома продуктивність обробки головним чином залежить від статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор P_{cm} , із підвищенням якого M_a зменшується. Таким чином, статичний тиск P_{cm} є головним керуючим фактором. Вплив інших факторів (кута нахилу донної поверхні порожнини α , площі обробки F , сили технологічного струму I та відносного діаметра отвору в електроді-інструменті D/d) приблизно однаковий та значно менший, але має істотне значення. В умовах експерименту питома продуктивність процесу РОД фасонних порожнин змінювалася у межах від 1,29 до 2,58 мм³/А·хв.

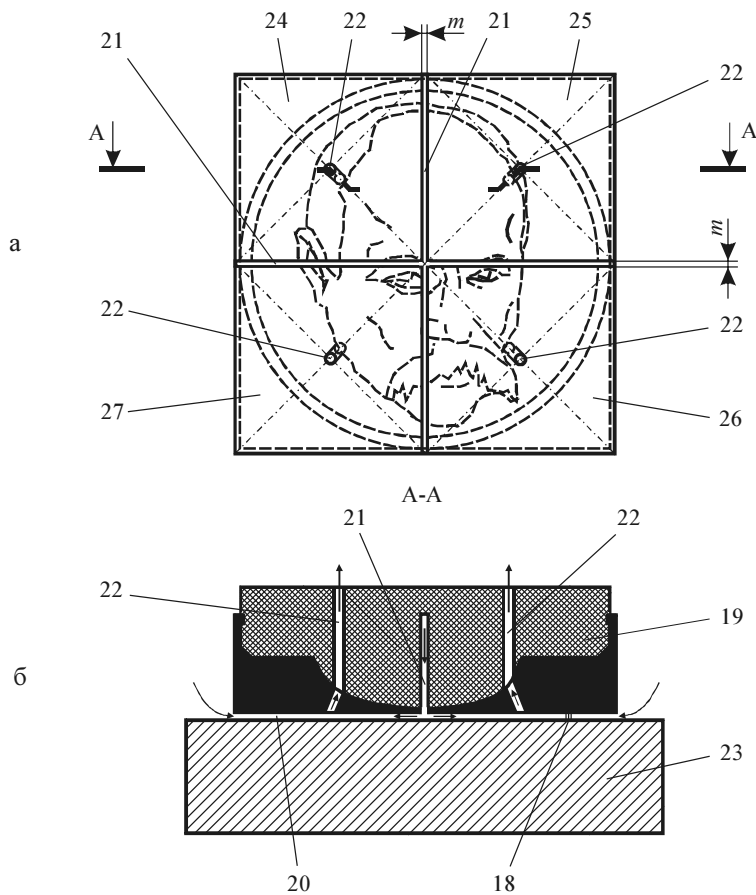
Виявлено, що усі три фактора (площа обробки F , статичний тиск на вході потоку у міжелектродний зазор P_{cm} та сила технологічного струму I) впливають на питому витрату електроенергії a приблизно однаково. В умовах експерименту питома витрата електроенергії процесу РОД фасонних порожнин змінювалася у межах від 24,09 до 53,98 $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг}}$.

Шорсткість бічної поверхні після РОД фасонної порожнини залежить, головним чином, від сили технологічного струму I , причому, із підвищенням сили струму шорсткість збільшується. Шорсткість поверхні – результат накладання одиночних лунок або «доріжок» від горіння розрядів. Відомо, що більшої сили струму відповідає більший діаметр лунки. Отже, більшої сили струму відповідає більша шорсткість поверхні після РОД. Таким чином, фактор I треба розглядати як головний, керуючий. Вплив площі обробки F та статичного тиску P_{cm} трохи менший, але має істотне



а - ступінь впливу факторів; б - графік; 1 - $P_{cm} = 0,5$ МПа; 2 - $P_{cm} = 0,75$ МПа; 3 - $P_{cm} = 1,0$ МПа ($F = 434$ мм^2 ; $\alpha = 20^\circ$; $D/d = 7$)

Рисунок 3 - Залежність продуктивності обробки M від I та P_c .



а - вид на двошаровий електрод-інструмент знизу;
б - початкова фаза обробки

Рисунок 4 - Розмірна обробка дугою великогабаритної торцевої поверхні складного рельєфу (прес-форми) з використанням багатоканального двошарового електрода-інструмента

значення. В умовах експерименту шорсткість бічної поверхні фасонної порожнини змінювалася у межах від $Ra11$ до $Ra31$.

Показано, що єдиний фактор, що впливає на бічний міжелектродний зазор є статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор P_{cm} , із підвищенням якого зазор зменшується. Останнє пояснюється тим, що із підвищенням статичного тиску підвищується динамічний тиск потоку на стовп дуги, внаслідок чого, як відомо, дуга стискується в геометричному розумінні. В умовах експерименту бічний міжелектродний зазор δ_B змінювався в межах від 0,1 до 0,2 мм.

Із математичної моделі відносного лінійного зносу графітового електрода-інструмента виходить, що найбільший вплив на нього виявляє сила технологічного струму I , із збільшенням якої γ_L збільшується. Таким чином, фактор I треба розглядати як головний, керуючий. Вплив площі обробки F та статичного тиску робочої рідини P_{cm} значно менший, але має істотне значення. З їх підвищенням лінійний знос збільшується. В умовах експерименту відносний лінійний знос графітового електрода-інструмента при РОД фасонних порожнин змінювався у межах від 0,1 до 1,3 %. Останнє свідчить про доцільність використання процесу РОД для точного формоутворення фасонних порожнин.

Для забезпечення оптимальних умов обробки електричною дугою великогабаритних торцевих поверхонь складного рельєфу (рис. 4), обробку здійснюють багатоканальним електроодом-інструментом 19, з подачею робочої рідини в торцевий зазор 20 крізь щілини 21 в електроді-інструменті 19, які розділяють канали 22 та утворюють зони прокачування (гідродинамічні модулі). При обробці заготовки 23 налічується чотири зони прокачування: 24, 25, 26, 27. Кожна зона має зовнішній замкнутий контур нагнітання рідини в торцевий зазор: бічний міжелектродний зазор та щілини 21, а також внутрішній замкнутий контур видалення рідини з торцевого зазору: канал 22 в електроді-інструменті 19. Збільшення кількості зон прокачування при обробці великогабаритної порожнини суттєво зменшує довжину траси евакуації продуктів ерозії із торцевого міжелектродного зазору, тобто там, де збуджуються електричні дуги, внаслідок чого зменшується частка продуктів ерозії, що підлягає вторинному диспергуванню. Останнє сприяє підвищенню продуктивності обробки, зменшенню питомої витрати електроенергії та суттєво розширює технологічні можливості процесу в плані підвищення габаритних розмірів торцевих поверхонь складного рельєфу, що обробляються.

Слід відмітити, що, для запобігання утворення технологічного виступу, ширину m щілини 21 на електроді-інструменті 19 виконують із наступної умови:

$$m \leq 2\delta_{\sigma},$$

де δ_{σ} – бічний міжелектродний зазор (на рис. 4 не показано). Звичайно $\delta_{\sigma} = 0,10 \dots 0,20$ мм.

Спосіб розмірної обробки електричною дугою торцевих поверхонь складного рельєфу, що пропонується, який базується на використанні двошарових електродів-інструментів, порівняно з відомим, розширює його технологічні можливості та дозволяє: суттєво підвищити складність рельєфу, якість обробки та габаритні розміри торцевих поверхонь, що обробляються; підвищити продуктивність обробки великогабаритних торцевих поверхонь на 40...50 % при зменшенні питомої витрати електроенергії на 20...30 %. Крім того, він дозволив підвищити кут нахилу донної поверхні порожнини в 2,4 рази (з $12,5^{\circ}$ до 30°).

Список літератури

1. Электроэрозионная и электрохимическая обработка. Расчет, проектирование, изготовление и применение электродов-инструментов. Часть 1 / Под ред. А. Л. Лившица, А. Роша. – М.: НИИМАШ, 1980. – 224 с.
2. Материалы и методы для изготовления фасонных электродов-инструментов электроэрозионных копировально-прошивочных станков // М. Л. Левит, О. В. Падалко. – М.: ЭНИМС, 1975. – 143 с.
3. Артамонов Б. А., Волков Ю. С., Дрожалова В. И. и др. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов. Учеб. пособие (в 2-х томах). Т. 1. Обработка материалов с применением инструмента / Под ред. В. П. Смоленцева. – М.: Высш. шк., 1983. – 247 с., ил
4. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.07 / НТУУ «КПІ». – Київ, 1999. – 36 с.
5. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс ЛТД», 2002. – 300 с.

Предложено высокоэффективный метод размерной обработки электрической дугой торцевых поверхностей сложного рельефа двухслойными электродами-инструментами.

A high-performance method of dimensional arc processing of intricate profile faceplates based on using two-ply tool electrodes is introduced.

Показники жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою

Розглянуто систему локальних та глобальних показників жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою, які характеризують жорсткість у певному положенні робочого органа та усьому робочому просторі. Застосування показників проаналізовано на прикладі порівняння компоновок гексаподів.

паралельна кінематика, жорсткість, показники

Вступ. Одним з найбільш перспективних напрямків розвитку сучасних технологій механічної обробки є використання технологічного обладнання з багатопоточними механізмами, зокрема верстатів з паралельною кінематикою, найбільш важливою перевагою яких у порівнянні з традиційними є відносно низька металоємність при співставній жорсткості конструкції, та внаслідок цього – більш високі динамічні показники. Використання верстатів паралельною кінематикою відкриває нові можливості реалізації складного просторового руху інструмента, застосування прогресивних стратегій обробки та інтенсифікації режимів різання, що дозволяє вирішити більшість задач, які ставляться сучасним багатонаменклатурним серійним виробництвом.

Постановка задачі. Прикладене до механізму навантаження викликає зміни його геометрії, відомі як деформації або пружні переміщення. Здатність механічної системи витримувати навантаження без значних змін геометрії характеризується її жорсткістю. Жорсткість може бути визначена як величина прикладеної сили на одиницю пружного переміщення, або співвідношення сили, діючої на деформівне тіло, до викликаного нею переміщення [1].

Характеристики жорсткості можуть значно вплинути на точність, вантажну спроможність та динамічні показники обладнання з паралельною кінематикою. Недостатня жорсткість ланок або опор може викликати великі пружні переміщення робочого органа під дією зовнішніх сил та моментів, які негативно впливають як на точність, так і на вантажну спроможність. Таким чином, критерій жорсткості стає першочерговим у проектуванні обладнання з паралельною кінематикою для відповідного вибору матеріалів, геометричну форму та розміри елементів конструкції та взаємодії елементів між собою. Аналіз жорсткості може бути використаний для оцінки очікуваних показників вантажної спроможності і точності, для перевірки здійсненності певних технологічних задач.

Отже, жорсткість є одною з найбільш важливих характеристик обладнання з паралельною кінематикою, поряд з формою та розмірами робочого простору, наявністю і конфігурацією особливих положень, рухливістю і точністю положення робочого органа [2]. Показники жорсткості повинні уважно аналізуватись та прийматись до уваги при розробці верстатного обладнання з паралельною кінематикою, а визначення жорсткості є важливим етапом його проектування [3].

Матриця просторової жорсткості. Зв'язок між переміщенням робочого органа під навантаженням та величиною останнього встановлюється наступним співвідношенням

$$\mathbf{W} = K \Delta \mathbf{S}, \quad (1)$$

де K – матриця просторової жорсткості розмірністю 6×6 , яка характеризує загальну жорсткість обладнання з паралельною кінематикою;

$\Delta \mathbf{S} = (\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \psi, \Delta \theta, \Delta \varphi)^T$ та $\mathbf{W} = (P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z)^T$ – вектори 6×1 пружних переміщень та зовнішнього навантаження, де $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – зміна лінійних координат, $\Delta \psi, \Delta \theta, \Delta \varphi$ – зміна кутів Крилова робочого органу у обраній нерухомій системі координат;

P_x, P_y, P_z – складові сили, що діють на робочий орган у напрямках осей X, Y та Z відповідно;

M_x, M_y, M_z – складові моменти, що діють на робочий орган відносно осей X, Y та Z відповідно.

Якщо відома зворотна кінематична залежність механізму паралельної структури, можна записати

$$\boldsymbol{\theta} = G \mathbf{S}, \quad (2)$$

де $\boldsymbol{\theta}$ – вектор розмірності $n \times 1$ координат приводів (де n – кількість ступенів вільності);

$\mathbf{S} = (x, y, z, \psi, \theta, \varphi)^T$ – вектор, що виражає положення та орієнтацію системи координат робочого органу по відношенню до нерухомої системи координат;

G – матриця $n \times 6$, яка описує зворотну кінематику механізму паралельної структури.

Використовуючи розклад (2) у ряд Тейлора та беручи до уваги лише перший член, можна записати

$$\Delta \boldsymbol{\theta} = J \Delta \mathbf{S}, \quad (3)$$

де $\Delta \boldsymbol{\theta}$ – вектор прирощення координат приводів; $\Delta \mathbf{S}$ – вектор прирощення координат $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$;

J – якобіан (матриця Якобі), що може бути записаний у вигляді

$$J = [J_1, J_2, \dots, J_6], \quad (4)$$

де

$$J_1 = \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial x}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial x} \right)^T; \quad J_2 = \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial y}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial y} \right)^T; \quad J_3 = \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial z}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial z} \right)^T;$$

$$J_4 = \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial \alpha}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial \alpha} \right)^T; \quad J_5 = \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial \beta}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial \beta} \right)^T; \quad J_6 = \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial \gamma}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial \gamma} \right)^T.$$

Згідно з [4], силові співвідношення механізму можна характеризувати за допомогою якобіана, тобто

$$\mathbf{W} = J^T \mathbf{F}, \quad (5)$$

де $\mathbf{F} = [F_1, \dots, F_n]^T$ – вектор сил, що діють у кожній ланці;

J^T – транспонований якобіан (3).

Нехтуючи деформаціями ланок, можна записати

$$\mathbf{F} = K_\theta \Delta \boldsymbol{\theta}, \quad (6)$$

де K_θ – діагональна матриця, ненульовими елементами якої є параметри зосередженої жорсткості ланок. Тоді з (3) та (6) випливає

$$\mathbf{F} = K_\theta J \Delta \mathbf{S}. \quad (7)$$

Перемножуючи обидві сторони рівняння (7) на J^T та підставляючи у (5), маємо

$$\mathbf{W} = J^T K_\theta J \Delta \mathbf{S}. \quad (8)$$

Тоді матриця просторової жорсткості з врахуванням (1) може бути визначена як

$$K = J^T K_\theta J. \quad (9)$$

Розглянемо шестикоординатний просторовий механізм паралельної структури з ланками змінної довжини (рис. 1). З основою механізму зв'язана абсолютна система координат з початком координат у точці O , а з рухомою платформою з'єднана відносна рухома система координат з початком у точці O_1 .

Центри шарнірів основи розміщені в точках A_i , центри шарнірів рухомої платформи – в точках B_i . Довжина штанг позначається ρ_i , одиничний вектор штанг \mathbf{n}_i . Координати точок A_i в абсолютній системі координат основи дорівнюють $(x_{a_i}, y_{a_i}, z_{a_i})$, координати точок B_i у рухомій системі дорівнюють (x_i, y_i, z_i) , координати початку координат рухомої системи O в нерухомій – (x_o, y_o, z_o) .

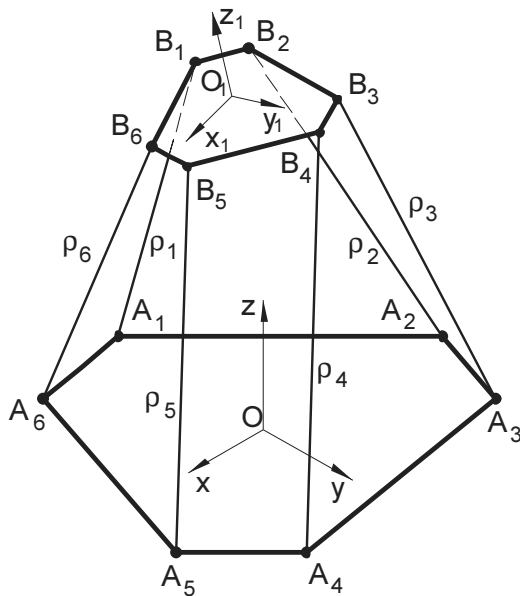


Рисунок 1 – Система координат гексапода

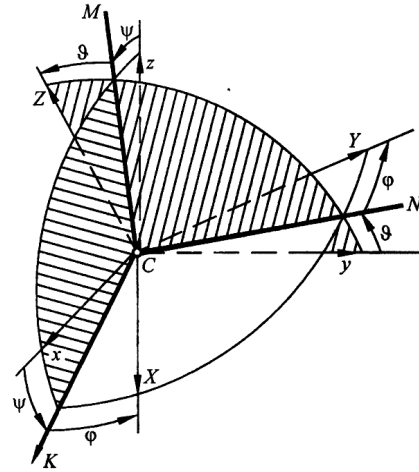


Рисунок 2 – Послідовність кутів Крилова

Якщо орієнтація рухомої платформи визначається кутами Крилова ψ , ϑ , φ (рис. 2), то координати шарнірів рухомої платформи B_i в системі координат основи

$$\begin{pmatrix} x_{b_i} \\ y_{b_i} \\ z_{b_i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \vartheta \cos \varphi & -\cos \vartheta \sin \varphi & \sin \vartheta \\ \cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \sin \vartheta & \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \sin \vartheta & -\sin \psi \cos \vartheta \\ \sin \psi \sin \varphi - \cos \psi \cos \varphi \sin \vartheta & \sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \sin \vartheta & \cos \psi \cos \vartheta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_o \\ y_o \\ z_o \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Довжина ρ_i штанг механізму дорівнює

$$\rho_i = \sqrt{(x_{a_i} - x_{b_i})^2 + (y_{a_i} - y_{b_i})^2 + (z_{a_i} - z_{b_i})^2}. \quad (11)$$

У [4] показано, що якобіан механізму паралельної структури визначається як матриця, складена з векторів плюкерових координат ліній штанг

$$J = [U'_1 \cdots U'_6]^T, \quad (12)$$

де \bar{U}'_i – нормалізований вектор плюкерових (променевих) координат ліній штанг

$$\bar{U}'_i = \begin{bmatrix} \mathbf{n}_i \\ \overline{OB}_i \times \mathbf{n}_i \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Одиничний вектор штанги в системі координат основи дорівнює

$$\mathbf{n}_i = \frac{\overline{A_i B_i}}{\rho_i}, \quad (14)$$

Оскільки вектор $\overline{OB_i}$ дорівнює $(xb_i, yb_i, zb_i)^T$, нормалізований вектор плюкерових координат ліній штанг можна записати у вигляді

$$U'_i = \frac{1}{\rho_i} (xn_i, yn_i, zn_i, xm_i, ym_i, zm_i)^T, \quad (15)$$

$$\text{де } \begin{pmatrix} xn_i \\ yn_i \\ zn_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} xb_i \\ yb_i \\ zb_i \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} xa_i \\ ya_i \\ za_i \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} xm_i \\ ym_i \\ zm_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} xb_i \\ yb_i \\ zb_i \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} xn_i \\ yn_i \\ zn_i \end{pmatrix}.$$

За відомими параметри зосередженої жорсткості ланок з шарнірними опорами обчислюємо матрицю жорсткості згідно з (9). Одержавши матрицю жорсткості механізму паралельної структури, необхідно мати можливість порівнювати різні матриці та оцінювати характеристики жорсткості системи взагалі. Хоча матриця жорсткості і несе повну інформацію про параметри жорсткості механізму, використання її з метою оцінки та порівняння жорсткості одного механізму в різних положеннях або різних механізмів досить ускладнене.

Тому для оцінки жорсткості механізмів паралельної структури зручніше використовувати додаткові показники – як локальні, що характеризують жорсткість у поточному положенні та орієнтації робочого органа, так і глобальні, що характеризують жорсткість у всьому робочому просторі.

Локальні показники жорсткості. У якості локальних показників можна використовувати, наприклад, математичні властивості матриці жорсткості – детермінант (визначник), слід, власні значення та власні вектори.

Детермінант матриці жорсткості K обчислюється як

$$|K| = (-1)^6 + S_1(-1)^5 + S_2(-1)^4 + S_3(-1)^3 + S_4(-1)^2 + S_5(-1) + S_6, \quad (16)$$

де S_i ($i=1, 2, \dots, 6$) – сума головних мінорів порядку i матриці K .

Коли матриця жорсткості вироджена, детермінант дорівнює нулю, і зворотна матриця жорсткості не може бути обчислена, що відповідає особливим положенням механізму паралельної структури. Також детермінант матриці жорсткості K інваріантний в перетвореннях подібності, а отже, він не залежить від вибору системи координат. Таким чином, детермінант матриці жорсткості може бути показником для дослідження впливу конструктивних параметрів на жорсткість механізму паралельної структури, оскільки його досить легко розрахувати та він може вказувати на особливі положення і вироджену жорсткість механізму.

Слід $Tr(K)$ матриці жорсткості обчислюється як

$$\text{tr } K = \sum_{i=1}^n K_{ii}. \quad (17)$$

Слід представляє собою суму елементів пружної жорсткості вздовж напрямків осей координат. Але не всі елементи мають однакову розмірність, і таким чином слід не несе повного фізичного змісту. Можливе вирішення цієї проблеми – визначення безрозмірної або постійно-розмірної матриці жорсткості. Проте, це вимагає введення характеристичної довжини L , вибір якої суттєво впливає на результат і тому є досить складним питанням.

У якості локальних показників можуть виступати певні характеристики матриці жорсткості. Зокрема, вельми корисні для фізичної інтерпретації локальної жорсткості власні значення та власні вектори матриці жорсткості.

Власні значення матриці K можна обчислити як корені характеристичного поліному

$$(-\lambda)^6 + S_1(-\lambda)^5 + S_2(-\lambda)^4 + S_3(-\lambda)^3 + S_4(-\lambda)^2 + S_5(-\lambda) + S_6 = 0. \quad (18)$$

Кожному власному значенню λ відповідає ненульовий власний вектор \mathbf{v} , що задовольняє співвідношенню

$$K\mathbf{v} = \lambda\mathbf{v}.$$

В дослідженнях обладнання з механізмами паралельної структури власні значення привертають особливу увагу, використовуючись для визначення еліпсоїда маніпулятивності (маніпулятивність визначає здатність механізму рухатися рівномірно у всіх напрямках [1]), у дослідженні стабільності та у системах управління. Фактично, власні вектори пов'язані з максимальними та мінімальними власними значеннями і визначають напрямки відповідно максимальної та мінімальної жорсткості. Крім того, невелика різниця між власними значеннями дозволяє казати про меншу анізотропію жорсткості у певному положенні механізму. Розклад на власні значення ускладнюється залежністю від координат та несумісністю одиниць вимірювання (внаслідок додавання обертальних та поступальних частин матриці Якобі у рівняння власних значень). Крім того, власні значення не можна напряму порівнювати, якщо вони мають різні власні вектори. Хоча власні значення та власні вектори не можуть відігравати роль єдиного узагальненого показника жорсткості, але їх величини можуть використовуватися для графічного представлення локальної жорсткості у вигляді еліпсів та еліпсоїдів жорсткості.

Локальний показник жорсткості можна прямо пов'язати з матрицею жорсткості за допомогою матричних норм [5], подібних абсолютному значенню для реальних чисел або модулю комплексних чисел. Норма матриці жорсткості K може бути корисна в якості характеристики жорсткості, оскільки показує, наскільки матриця жорсткості відрізняється від нуля.

Найбільш загальним визначенням норми матриці є p -норма, яку можна записати у вигляді

$$\|K\|_p = \left(\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |K_{i,j}|^p \right)^{\frac{1}{p}}. \quad (19)$$

При значенні $p=1$ одержуємо першу норму (L1-норму), яка обчислюється як максимальна сума модулів елементів у стовпчиках матриці жорсткості

$$\|K\|_1 = \max_j \sum_{i=1}^n |K_{ij}|. \quad (20)$$

Нескінченна норма (при $p = \infty$) – максимальна сума модулів елементів у рядках матриці жорсткості

$$\|K\|_\infty = \max_i \sum_{j=1}^n |K_{ij}|. \quad (21)$$

Друга норма, відома також як L2-норма або Евклідова норма, дорівнює квадратному кореню з найбільшого позитивного власного числа добутку матриці на транспоновану спряжену матрицю

$$\|K\|_2 = \sqrt{\lambda_{\max}(K\bar{K}^T)}. \quad (22)$$

Ця норма також зветься спектральною нормою та інваріантна при зміні системи координат. Вона виражає спектральний радіус, довжина якого пов'язана з величиною

жорсткості у найбільш жорсткому напрямку. Можна визначити подібну норму, пов'язану з мінімальним власним числом, яка буде виражати жорсткість у найбільш податливому напрямку.

Норма Фробеніуса, яку часто називають власне нормою матриці, відома як квадратний корінь з суми квадратів елементів матриці K . Може бути виражена у вигляді

$$\|K\|_F = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n K_{i,j}^2} = \sqrt{\text{Tr}(KK^T)}. \quad (23)$$

Максимальна норма – максимальна величина елемента матриці жорсткості

$$\|K\|_{\max} = \max_{i,j} |K_{ij}|. \quad (24)$$

Найбільша перевага цієї норми в тому, що вона не потребує обчислень, які ведуть до похибок округлення.

Умовне число матриці жорсткості [5] також можна використати як локальний показник жорсткості. Умовне число обчислюється як

$$\kappa(K) = \|K\| \|K^{-1}\|. \quad (25)$$

Беручи за основу Евклідову норму, можна записати

$$\kappa_F(K) = \sqrt{\frac{\lambda_{\max}}{\lambda_{\min}}}, \quad (26)$$

де λ_{\min} та λ_{\max} – мінімальне та максимальне власне число матриці KK^{-1} . Мінімальна величина умовного числа дорівнює одиниці, а при виродженій матриці воно наближується до нескінченності.

Глобальні показники жорсткості. Локальні показники жорсткості непридатні ані для точного аналізу конструкцій, ані для порівняння різних конструкцій. Навіть якщо механізм паралельної структури має достатню жорсткість у певному положенні, він може мати недостатню жорсткість у інших положеннях. Отже, необхідно оцінити характеристики жорсткості в усіх точках робочого простору механізму або визначити єдиний глобальний показник жорсткості в усьому робочому просторі.

Обчислення пружних переміщень в усьому робочому просторі для заданого навантаження може бути корисним для порівняння різних механізмів паралельної структури. Кількісно визначені пружні переміщення у робочому просторі можна також використати для обчислення середнього значення та стандартного відхилення пружних переміщень, що дозволяє оцінити середній показник жорсткості та показує, наскільки жорсткість змінюється всередині робочого простору. Середнє значення та стандартне відхилення повинні бути якомога меншими, що вказує на малі пружні переміщення та малу зміну показників жорсткості в робочому просторі.

Глобальний показник жорсткості механізмів паралельної структури може бути визначений за допомогою графічних методів, оснований на побудові кривих, що з'єднують положення з однаковим локальним показником жорсткості (ізолінії або ізоповерхні жорсткості). Проте, кількість ізоліній або ізоповерхонь, які можна побудувати графічно, обмежена, а кілька кривих або поверхонь звичайно недостатньо характеризують глобальні характеристики жорсткості механізму паралельної структури, що значно обмежує ефективність даного методу.

Глобальні показники жорсткості можуть бути визначені у математичній формі використанням мінімуму, максимуму, середнього значення локального показника жорсткості. Наприклад, можна обчислити глобальний показник як

$$j_d = \min |K|. \quad (27)$$

Якщо j_d дорівнює нулю, в робочому просторі існує хоча б одне особливе положення, що необхідно усунути на стадії проектування.

Якщо конструктивна вимога полягає у забезпеченні ізотропної жорсткості, глобальний показник жорсткості можна одержати як інтеграл умовного числа матриці жорсткості в усьому робочому просторі

$$j_C = \frac{\int \kappa(K) dV}{L^3}, \quad (28)$$

де V – об'єм робочого простору;

L – характеристична довжина.

Аналогічно в знаменнику можна використати об'єм робочого простору V .

Інший глобальний показник жорсткості можна одержати з рівняння (22) у вигляді

$$j_{MN} = \frac{\int \max_i \sqrt{\lambda_i} dV}{L^3}. \quad (29)$$

Цей глобальний показник можна використовувати для одержання максимальної жорсткості у одному або кількох напрямках. Подібний показник можна визначити мінімумом власних значень

$$j_{mN} = \frac{\int \min_i \sqrt{\lambda_i} dV}{L^3}. \quad (30)$$

Він дозволяє виявити та усунути слабкі місця по жорсткості у певних напрямках. Глобальний показник можна визначити також як різницю між j_{MN} та j_{mN}

$$j_{RN} = \frac{\int \max_i \sqrt{\lambda_i} dV - \int \min_i \sqrt{\lambda_i} dV}{L^3}. \quad (31)$$

Такий показник несе інформацію про діапазон зміни жорсткості у робочому просторі механізму паралельної структури.

Для оцінки рівня жорсткості можна визначити її середні й мінімальні значення по координатних напрямках і по компонованню в цілому. Середні рівні жорсткості по координатних напрямках і компонованню обчислюються як

$$\bar{j}_x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n j_{xi}, \quad \bar{j}_y = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n j_{yi}, \quad \bar{j}_z = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n j_{zi}, \quad \bar{j} = \frac{1}{3} (\bar{j}_x + \bar{j}_y + \bar{j}_z), \quad (32)$$

де n – кількість контрольних точок, які вибираються таким чином, щоб одержати повну інформацію про жорсткість у робочому просторі верстата, наприклад розміщуються у вигляді сітки з певним кроком. При наявності багатьох ступенів вільності робочого органа (більше 3) слід врахувати цей факт, визначаючи жорсткість у кожному положенні для кількох різних орієнтацій робочого органа (набору кутів Крилова).

Розкид жорсткості по осям координат визначається середньоквадратичними відхиленнями

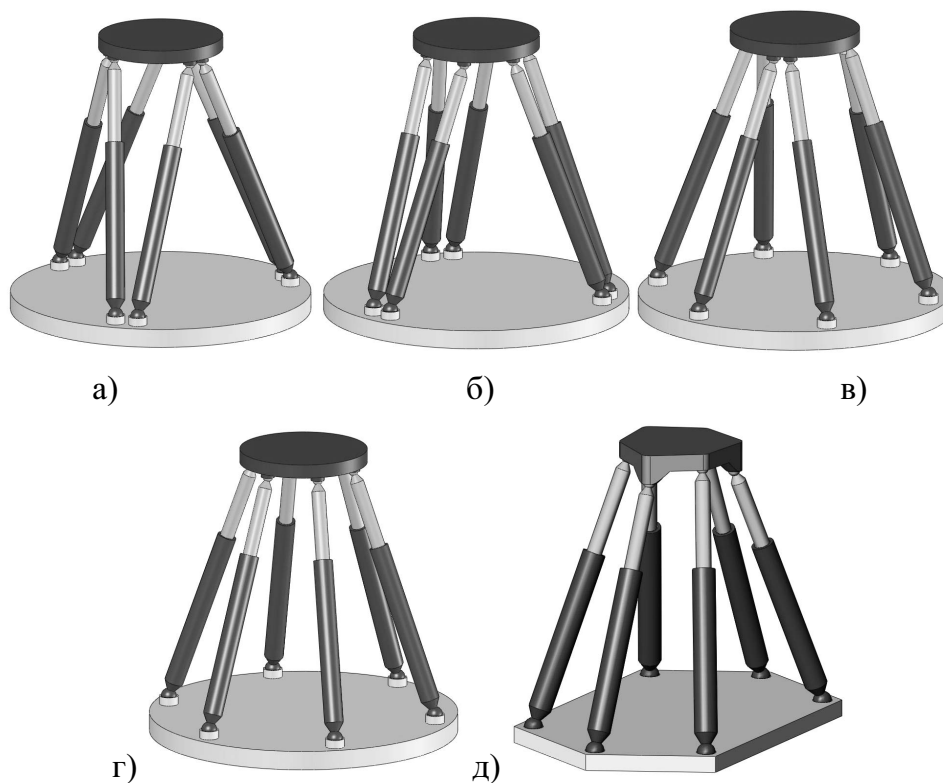
$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (j_{xi} - \bar{j}_x)^2}, \quad \sigma_y = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (j_{yi} - \bar{j}_y)^2}, \quad \sigma_z = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (j_{zi} - \bar{j}_z)^2}, \quad (33)$$

і коефіцієнтами варіації

$$v_x = \sigma_x / \bar{j}_x, \quad v_y = \sigma_y / \bar{j}_y, \quad v_z = \sigma_z / \bar{j}_z. \quad (34)$$

Приклад використання показників жорсткості. Для встановлення придатності розглянутих показників просторової жорсткості розглянемо кілька варіантів компонок верстатів-гексаподів з різним розташуванням шарнірів (різною

кількістю груп шарнірів) на рухомій та нерухомій платформах (рис. 3). Діаметри окружностей розміщення шарнірів основи складають 1 м, рухомої платформи 0,35 м, жорсткість ланок – 100 Н/мкм.



а) $N \times S = 3 \times 3$; б) $N \times S = 3 \times 6$; в) $N \times S = 6 \times 3$; г) $N \times S = 6 \times 6$; д) модифікована 6×6

Рисунок 3 – Компонувачні схеми верстатів-гексаподів структури:

Аналіз локальних показників жорсткості компоновок (табл. 1) показує, що в центральному положенні рухомої платформи дві з компоновок мають вироджену матрицю жорсткості (і отже знаходяться в особливому положенні), причому для структури 3×3 ранг матриці дорівнює 3, тобто у центральному положенні існують 3 „зайві” ступені вільності робочого органа.

Таблиця 1 – Локальні показники жорсткості компоновок

Показник	3×3	3×6	6×3	6×6	Мод. 6×6
Ранг матриці жорсткості	6	6	6	3	5
Визначник матриці жорсткості	$2,19 \times 10^{44}$	$2,06 \times 10^{43}$	$2,06 \times 10^{43}$	0	$6,5 \times 10^{26}$
Слід матриці жорсткості, $\times 10^6$	566	598	598	611	642
L1-норма, $\times 10^6$	335	375	375	391	398
L2-норма, $\times 10^6$	335	375	375	391	395
Нескінченна норма, $\times 10^6$	335	375	375	391	398
Норма Фробеніуса, $\times 10^6$	369	405	405	421	441
Максимальна норма, $\times 10^6$	335	375	375	391	395
Умовне число матриці жорсткості	96	237	237	$5,61 \times 10^{35}$	$1,38 \times 10^{17}$

Слід та різноманітні норми матриці жорсткості для різних компонок знаходяться у одному діапазоні і практично не відрізняються, тобто за цими показниками проводити порівняння різних варіантів структури фактично не представляється можливим.

Найбільша рівномірність жорсткості (яка оцінюється умовним числом матриці жорсткості) властива структурі 3×3, найменша – 6×6. Умовне число матриці жорсткості має дуже великий порядок для компонок з виродженою матрицею жорсткості, і має порядок кількох сотень для компонок з нормальною рівномірністю жорсткості. Це свідчить про придатність умовного числа матриці жорсткості в якості показника для порівняння рівномірності жорсткості компонок.

Глобальні показники жорсткості розглянутих компонок наведені у табл. 2 (для робочого простору 500×500×500 мм із центром у точці (0, 0, 750 мм) у системі координат нерухомої платформи в характерних точках з кроком 50 мм).

Таблиця 2 – Глобальні показники жорсткості компонок

Показник	Позначення	Компоновка				
		3×3	3×6	6×3	6×6	Мод. 6×6
Середня жорсткість, ×10 ⁶ Н/м	\bar{j}_x	74,4	68,4	68,4	66,1	89,2
	\bar{j}_y	74,4	68,4	68,4	66,1	64,4
	\bar{j}_z	283	302	302	310	304
Загальна середня жорсткість, ×10 ⁶ Н/м	\bar{j}	144	146	146	147	153
Розкид жорсткості, ×10 ⁶ Н/м	σ_x	27,9	32,2	32,2	34,3	35,2
	σ_y	27,9	32,2	32,2	34,3	46,6
	σ_z	31,2	40,5	40,4	44,7	52,0
Коефіцієнт варіації	ν_x	0,375	0,470	0,470	0,518	0,395
	ν_y	0,375	0,471	0,470	0,518	0,724
	ν_z	0,110	0,134	0,134	0,144	0,171
Мінімальна жорсткість, ×10 ⁶ Н/м	j_x^{\min}	23,5	16,0	16,2	15,2	28,6
	j_y^{\min}	26,0	18,3	18,3	15,2	6,00
	j_z^{\min}	159	156	156	162	137
Показник рівномірності	j_C	231	586	1210	–	2,82×10 ¹ ₆
Середнє мінімальне власне число, ×10 ⁶	j_{mN}	1,81	0,828	0,458	0	0,011
Середнє максимальне власне число, ×10 ⁶	j_{MN}	348	380	379	392	407

Найменша середня жорсткість у напрямку осі Z властива компоновці 3×3, а для інших вона приблизно однакова; найбільша середня жорсткість у напрямку осі X властива модифікованій компоновці 6×6, у напрямку осі Y – компоновці 3×3.

Найбільшу загальну середню жорсткість має модифікована компоновка 6×6, для решти вона знаходиться на одному рівні. Найменший розкид жорсткості у напрямках усіх координатних осей має компоновка 3×3, максимальний – модифікована компоновка 6×6. Найкращі показники мінімальної жорсткості у робочому просторі має

компоновка 3×3 , найгірші (за всіма напрямками, окрім осі X) – модифікована компоновка 6×6 .

Найменший показник рівномірності жорсткості (що відповідає кращій рівномірності) має компоновка 3×3 , найвищі показники – компоновки 6×6 з виродженою жорсткістю. Найбільша величина середнього мінімального власного числа матриці жорсткості (найбільша мінімальна жорсткість) для компоновки 3×3 , найменша – для компоновок 6×6 . Найбільшу середню величину максимальної жорсткості у робочому просторі має модифікована компоновка 6×6 .

Таким чином, серед розглянутих локальних показників жорсткості:

- визначник матриці жорсткості – нульовий у випадку особливих положень і виродженості жорсткості;

- ранг матриці жорсткості – вказує на виродженість жорсткості, несе інформацію про „зайві” ступені вільності (менше б вказує на особливі положення);

- умовне число матриці жорсткості – характеризує рівномірність жорсткості (менше – краще);

- власні значення матриці жорсткості – дають інформацію про головні жорсткості (більше – краще, наявність нульових значень вказує на особливі положення);

- слід та норми матриці жорсткості не несуть значної інформації про характер матриці жорсткості та не дозволяють проводити порівняння різних компоновок.

Серед глобальних показників жорсткості у робочому просторі найбільш ефективні:

- середня жорсткість по координатним напрямкам та загальна середня жорсткість (більше – краще);

- розкид жорсткості та коефіцієнт варіації по координатним напрямкам, характеризує рівномірність жорсткості у робочому просторі (менше – краще);

- мінімальні значення жорсткості по координатним напрямкам (більше – краще);

- показник рівномірності жорсткості на основі середнього умовного числа матриці жорсткості (менше – краще);

- середнє мінімальне (максимальне) власне число матриці жорсткості у робочому просторі – вказує на найменші (найбільші) величини жорсткості (більше – краще).

Висновки

1. Загальна жорсткість обладнання з паралельною кінематикою характеризується матрицею просторової жорсткості, яка несе повну інформацію про параметри жорсткості механізму. Оскільки використання її з метою оцінки та порівняння жорсткості одного механізму в різних положеннях або різних механізмів досить незручне, для оцінки жорсткості механізмів паралельної структури використовуються різні додаткові показники – як локальні, що характеризують жорсткість у поточному положенні та орієнтації робочого органа, так і глобальні, що характеризують жорсткість у всьому робочому просторі.

2. Встановлено, що серед розглянутих локальних показників жорсткості доцільно використовувати визначник та ранг матриці жорсткості в якості індикаторів виродженості жорсткості та особливих положень; умовне число матриці жорсткості характеризує рівномірність жорсткості; власні значення матриці жорсткості дають інформацію про головні жорсткості. Слід та норми матриці жорсткості не несуть значної інформації про характер матриці жорсткості та не дозволяють проводити порівняння різних компоновок.

3. Серед глобальних показників жорсткості у робочому просторі найбільш ефективними для оцінки координатної жорсткості є середні та мінімальні значення жорсткості по координатним напрямкам; рівномірність координатної жорсткості характеризується середньоквадратичним відхиленням жорсткості у напрямках координатних осей; загальна рівномірність – середнім умовним числом матриці жорсткості; мінімальну та максимальну загальну жорсткість компоновки у робочому просторі характеризує середнє мінімальне (максимальне) власне число матриці жорсткості.

4. На основі аналізу жорсткості ряду компоновочних схем верстатів-гексаподів з різним розташуванням шарнірних опор на нерухомій основі та робочому органі встановлено, що найбільш доцільною з точки зору величини та рівномірності розподілу жорсткості у робочому просторі є компоновочна схема 3×3 .

Список літератури

1. Merlet J.P. Parallel Robots. 2nd ed., Springer, 2006. – 394 p.
2. Carbone G. Stiffness Evaluation of Multibody Robotic Systems, PhD. Dissertation. – LARM, University of Cassino, Cassino, 2003. – 194 p.
3. Иванов А.В. Обеспечение качественных показателей компоновки станка-манипулятора с параллельной кинематикой. Автореф... дис. к.т.н. – Комсомольск-на-Амуре, 2006. – 21 с.
4. Tahmasebi, F. Tsai, L-W. Jacobian and Stiffness Analysis of a Novel Six-DOF Parallel Minimanipulator. Technical Report, 1992. Series/Report no.: ISR; TR 1992-8.
5. Беллман Р. Введение в теорию матриц. – М.: Наука, 1976. – 312 с.

Рассмотрена система локальных и глобальных показателей жесткости станочного оборудования с параллельной кинематикой, характеризующих жесткости в определенном положении рабочего органа и во всем рабочем пространстве. Применение показателей жесткости проанализировано на примере сравнения компоновок гексаподов.

The set of local and global stiffness performance indices of parallel kinematic machine tools is considered, which describes the stiffness in certain position and whole workspace. The use of proposed indices is considered by example of comparison of different hexapod configurations.

Визначення виробної поверхні дискового інструменту для чистової обробки гвинтових поверхонь черв'яків

Розглянуто питання про особливості профілювання дискового інструмента для чистової обробки черв'яків з угнутих профілем витків. Отримано рівняння поверхні дискового інструмента з урахуванням переточувань черв'ячної фрези, що складає з ним виробну пару.
профілювання, дисковий інструмент, черв'ячна фреза, виробна пара

До черв'ячних передач, що використовуються в металорізальних верстатах, пред'являються високі вимоги щодо довговічності, високої кінематичної точності, тонкого регулювання зазору, компенсації зносу та ін.

Особливий науковий і практичний інтерес для застосування у вузлах металорізальних верстатів представляють черв'ячні передачі з угнутих профілем витків черв'яка. Такі передачі відомі своєю високою навантажувальною здатністю, що може при однакових геометричних розмірах практично в два рази перевищувати відповідний показник черв'ячних передач з черв'яками типу ZA та ZI [1].

Відома черв'ячна передача з угнутих профілем витка черв'яка [2], створена на основі способу жорсткої неконгруентної виробної пари [3] має ряд особливостей, вплив яких на точність механічної обробки черв'ячних коліс і черв'яків необхідно досліджувати. Тому, вивчення та дослідження виробної поверхні дискового інструменту для чистової обробки гвинтових поверхонь черв'яків є актуальними.

Згідно з [2] на рис.1 зображено схему утворення виробної поверхні дискового інструмента.

Першим елементом жорсткої неконгруентної виробної пари, що використовується для нарізування черв'ячного колеса, є черв'ячна фреза 1 для нарізування евольвентних зубчастих коліс за ГОСТ 9324.

Другим елементом жорсткої неконгруентної виробної пари є дисковий інструмент 2, виробна поверхня якого формується дугами a_1 та b_1 гіпербол однопорожнинних гіперболоїдів обертання, що утворюються при обертанні лінійних твірних евольвентного гелікоїда черв'ячної фрези 1. Згідно з [2] виробні поверхні черв'ячної фрези і дискового інструмента є неконгруентними та мають дотик на ділільному діаметрі черв'ячної фрези в точках A_0 та B_0 [див.рис.1].

Особливістю обробки гвинтових поверхонь черв'яка такої передачі є те, що дисковий інструмент одночасно обробляє обидві сторони западини витка [2].

Згідно з [2] визначення рівняння виробної поверхні дискового інструмента проведено за допомогою матричного метода перетворення координат.

Введено такі системи координат: S_0 – нерухома система координат, пов'язана з черв'ячною фрезою; S_3 та S_4 – пов'язані з дисковим інструментом та нерухоми відносно S_0 ; S_u – пов'язана з дисковим інструментом та рухома відносно S_0 .

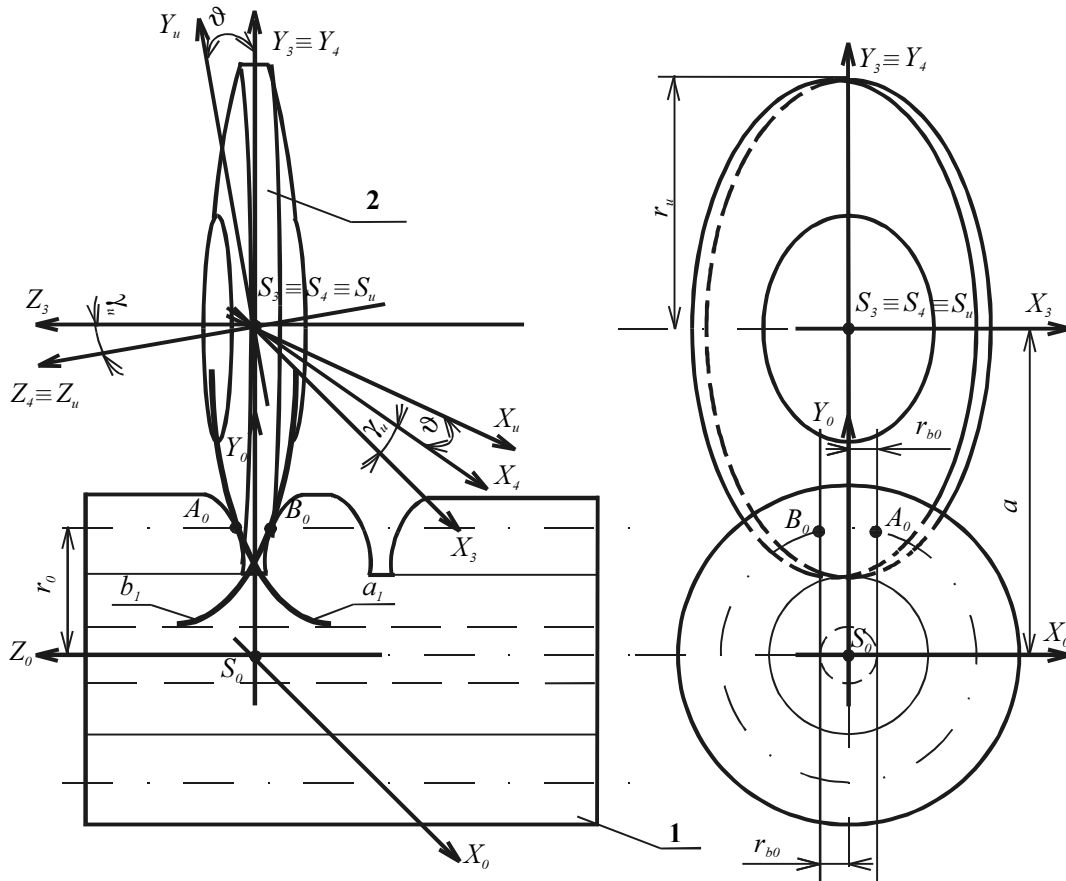


Рисунок 1 – Схема утворення виробної поверхні дискового інструмента [2]

Вісь Z_0 нерухокої системи координат співпадає з віссю черв'ячної фрези, а вісь Y_0 проходить симетрично до западини витка черв'ячної фрези.

З метою керування геометро-кінематичними характеристиками черв'ячної передачі при утворенні виробної пари поміж осями дискового інструмента та черв'ячної фрези введено кут γ_u .

Вважається, що кут γ_u має від'ємне значення, якщо поворот навколо вісі Y_4 від вісі Z_3 до вісі Z_4 виконується за напрямком руху годинникової стрілки.

Відповідно до [2] матриця переходу від системи координат S_0 до системи координат S_u буде такою:

$$M_{u0} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta \cos \gamma_u & \sin \vartheta & -\cos \vartheta \sin \gamma_u & -a \sin \vartheta \\ -\sin \vartheta \cos \gamma_u & \cos \vartheta & \sin \vartheta \sin \gamma_u & -a \cos \vartheta \\ \sin \gamma_u & 0 & \cos \gamma_u & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де ϑ – криволінійна координата;

a – відстань між осями черв'ячної фрези і дискового інструмента при утворенні ними виробної пари.

При обертанні лінійних твірних евольвентного гелікоїду черв'ячної фрези у просторі утворюються два тотожні однопорожнинних гіперболоїди обертання [2]:

$$\frac{X^2}{r_{b0}^2} + \frac{Y^2}{r_{b0}^2} - \frac{\left(Z \mp \frac{e_0}{2} \pm \operatorname{tg} \gamma_{b0} \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right)^2}{(r_{b0} \operatorname{tg} \gamma_{b0})^2} = 1, \quad (2)$$

де γ_{b0} – кут підйому лінії витка черв'ячної фрези на її основному циліндрі;

r_{b0} – радіус основного циліндра черв'ячної фрези;

r_0 – ділильний радіус черв'ячної фрези.

В загальному випадку рівняння виробної поверхні дискового інструмента в роботі [2] визначено в системі координат S_u має вигляд:

$$\bar{r}_u^{(u)} = f(u, \vartheta), \quad (3)$$

де u – криволінійна координата, що визначає положення розрахункової точки на лінійній твірній.

Згідно з [2] величина u вимірюється в довжинах вектора, що направлений вздовж лінійної твірної евольвентного гелікоїда черв'ячної фрези з точки на ділильному циліндрі черв'ячної фрези в точку на основному циліндрі черв'ячної фрези. Тобто, при $u = 0$ мова йде про точку на ділильному циліндрі A_0 або B_0 в залежності від того, яка з лінійних твірних розглядається. При $u = 1$ мова йде про точку на основному циліндрі черв'ячної фрези.

В процесі обробки черв'ячних коліс проходить зношування черв'ячної фрези, що вимагає періодичних переточувань її по передній поверхні. При цьому, внаслідок наявності задніх кутів на бічних ріжучих лезах, змінюється товщина зубця черв'ячної фрези на її ділильному діаметрі, що призводить до зміни розташування точок A_0 та B_0 дотику виробної поверхні дискового інструмента та черв'ячної фрези. Ця зміна в роботі [2] не враховувалася, оскільки там йшлося про черв'ячні передачі для редукторів загальномашинобудівного призначення.

Прийmemo за мету дослідження визначення виробної поверхні дискового інструмента з урахуванням переточок черв'ячної фрези, яка складає з ним жорстку неконгруентну виробну пару.

Для досягнення мети дослідження спочатку спростимо рівняння (3) шляхом переходу від вимірювання криволінійної координати u в довжинах вектору вздовж лінійної твірної до криволінійної координати u_1 , що визначатиме положення розрахункової точки на дузі a_1 та b_1 .

Відомо, що однопорожнинний гіперболоїд обертання може бути утвореним прямою лінією або гіперболою [4], тобто підставивши $X = 0$ до (2) отримаємо канонічне рівняння гіпербол в площині Y_0Z_0 :

$$\frac{Y_0^2}{r_{b0}^2} - \frac{\left(Z_0 \mp \frac{e_0}{2} \pm \operatorname{tg} \gamma_{b0} \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right)^2}{(r_{b0} \operatorname{tg} \gamma_{b0})^2} = 1. \quad (4)$$

Рівняння виробної поверхні дискового знайдемо у вигляді:

$$\bar{r}_u^{(u)} = M_{u0} \bar{r}_0^{(\partial z)}, \quad (5)$$

де $\vec{r}_0^{(\alpha z)}$ – радіус-вектор, що описує положення розрахункової точки на гіперболах (4) в системі координат S_0 .

В параметричній формі (4) записується так [4]:

$$\vec{r}_0^{(\alpha z)} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{r_{b0}}{\cos u_1} \\ r_{b0} \operatorname{tg} \gamma_{b0} \operatorname{tg} u_1 \pm \frac{e_0}{2} \mp \operatorname{tg} \gamma_{b0} \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

де e_0 – осьова ширина западин виробного черв'яка черв'ячної фрези, тобто відстань між точками A_0 та B_0 вздовж вісі Z_0 ;

u_1 – криволінійна координата, що визначає положення розрахункової точки на дузі a_1 та b_1 .

Для дуги a_1 значення $u_1 \geq 0$, а для дуги b_1 значення $u_1 \leq 0$. При $u_1 = 0$ мова йде про точку дотику дуг a_1 та b_1 до основного циліндра черв'ячної фрези.

Після підстановки (1) та (6) до (5) та відповідних математичних перетворень отримаємо нове рівняння виробної поверхні дискового інструмента:

$$\vec{r}_u^{(u)} = \begin{bmatrix} \frac{r_{b0}}{\cos u_1} \sin \vartheta - \left[r_{b0} \operatorname{tg} \gamma_{b0} \operatorname{tg} u_1 \pm \frac{e_0}{2} \mp \operatorname{tg} \gamma_{b0} \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right] \cos \vartheta \sin \gamma_u \\ \frac{r_{b0}}{\cos u_1} \cos \vartheta + \left[r_{b0} \operatorname{tg} \gamma_{b0} \operatorname{tg} u_1 \pm \frac{e_0}{2} \mp \operatorname{tg} \gamma_{b0} \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right] \sin \vartheta \sin \gamma_u \\ \left[r_{b0} \operatorname{tg} \gamma_{b0} \operatorname{tg} u_1 \pm \frac{e_0}{2} \mp \operatorname{tg} \gamma_{b0} \sqrt{r_0^2 - r_{b0}^2} \right] \cos \gamma_u \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

В (7) верхній знак відповідає розташуванню розрахункової точки на дузі гіперболи a_1 , а нижній – на дузі гіперболи b_1 .

Відомо [5], що осьова товщина зуба нової фрези на ділильному циліндрі визначається так:

$$e_0 = P_{x0} - S_{x0}, \quad (8)$$

де P_{x0} – осьовий крок нової фрези;

S_{x0} – осьова товщина зубця нової фрези на ділильному циліндрі.

Можливі два способи нарізування зубців колеса з врахуванням її переточувань.

В умовах першого способу міжосьова відстань черв'ячної фрези і нарізованого колеса зменшується після кожного переточування. Перевагою цього способу є те, що припуск на переточування фрези на товщину зуба колеса не впливає. Товщина зуба черв'ячного колеса дорівнює теоретичній. Тобто, величина e_0 є постійною і виробну поверхню дискового інструменту можна визначати на основі рівняння (7) з підстановкою величини e_0 з (8). Проте, недоліком цього способу є те, що кривина

бокової поверхні зубців нарізаних коліс змінюватиметься при переточуваннях черв'ячної фрези. Це, в свою чергу, призводить до того, що дотик зубців черв'ячного колеса та відповідного черв'яка проходить не на всій поверхні, а лише в середині зубця.

В умовах другого способу міжосьова відстань черв'ячної фрези і нарізаного колеса є постійною та незалежить від переточувань.

Кривина бокової бокової поверхні зубців нарізаних коліс є величиною постійною, але величина e_0 буде змінюватися при кожному переточуванні, що викликає необхідність профілювання дискового інструмента з урахуванням поточного значення e_0 :

$$e_{0i} = P_{x0} - S_{x0} + \Delta S_{xi}, \quad (9)$$

де ΔS_{xi} – зміна осьової товщини зубця нової фрези після i -го переточування.

Враховуючи, що при переточках зменшується висота зуба черв'ячної фрези, для ΔS_{xi} отримаємо:

$$\Delta S_{xi} = 2(h_{a0} \operatorname{tg} \alpha_{x0} - h_{ai} \operatorname{tg} \alpha_{xi}), \quad (10)$$

де α_{x0} , h_{a0} – профільний кут рейки та висота головки зубця нової черв'ячної фрези;

α_{xi} , h_{ai} – поточне значення профільного кута рейки та висота головки зубця i -разів переточеної черв'ячної фрези.

Поточне значення висоти головки зубця i -разів переточеної черв'ячної фрези залежить від величини затилування K :

$$h_{ai} = h_{a0} - kK, \quad (11)$$

де k – коефіцієнт, що враховує ступінь сточеності черв'ячної фрези (для нової фрези $k = 0$, для розрахункової – $k = 0,25$, а для гранично сточеної – $k = 0,5$).

Відомо [5], що переточування на осьовий крок зубців черв'ячної фрези та на крок зубців оброблюваного колеса P_t не впливають. Тобто, $P_{x0} = \text{const}$ та $P_t = \text{const}$. Тоді поточне значення профільного кута рейки буде таким:

$$\alpha_{xi} = \arccos \left[\frac{P_t}{P_{x0} \cos \gamma_{m0i}} \right], \quad (12)$$

де γ_{m0i} – поточне значення кута підйому витків початкового черв'яка i -разів переточеної черв'ячної фрези.

На основі відомої формули, що наведена в [5], знаходимо γ_{m0i} :

$$\gamma_{m0i} = \operatorname{arctg} \left[\frac{P_{x0}}{\pi d_{m0i}} \right], \quad (13)$$

де d_{m0i} – діаметр початкового циліндра i -разів переточеної черв'ячної фрези.

Поточне значення діаметру початкового циліндра i -разів переточеної черв'ячної

фрези залежить від величини затилування K :

$$d_{m0i} = d_{m0} - 2kK, \quad (14)$$

де d_{m0} – діаметр початкового циліндра нової черв'ячної фрези.

Після підстановки (10), (11), (12), (13) та (14) до (9) та необхідних математичних перетворень отримаємо:

$$e_{0i} = P_{x0} - S_{x0} + 2 \left[h_{a0} \operatorname{tg} \alpha_{x0} - [h_{a0} - kK] \sqrt{\frac{\pi^2 d_{m0i}^2 (P_{x0}^2 - P_t^2) - P_t^2 P_{x0}^2}{P_t \sqrt{\pi^2 d_{m0i}^2 + P_{x0}^2}}} \right]. \quad (15)$$

Отримане рівняння (15) враховує вплив переточувань черв'ячної фрези на ширину западини. Мета статті досягнута.

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що:

1. Виробна поверхня дискового інструмента для чистової обробки витків черв'яка визначається рівнянням (7).

2. У випадку, коли міжосьова відстань черв'ячної фрези і нарізованого колеса зменшується після кожного переточування, величина e_0 є постійною і визначається з рівняння (8). Тобто, профіль дискового інструмента не змінюється.

3. У випадку, коли міжосьова відстань черв'ячної фрези і нарізованого колеса є постійною та незалежить від переточувань, величина e_0 буде змінюватися при кожному переточуванні, що викликає необхідність профілювання дискового інструмента з урахуванням зміни e_0 на основі рівняння (15).

Результати досліджень можна застосувати при профілюванні дискових інструментів для обробки гвинтових поверхонь черв'яків з угнутим профілем витків.

Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Литвин Файдор Львович. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Ковришкін М.О. Удосконалення формоутворення різанням дисковим інструментом гвинтових поверхонь черв'яків з угнутим профілем витків: дис. ... кандидата техн. наук: 05.03.01 / Ковришкін Микола Олександрович. – Кіровоград. – 2001. – 228 с.
3. Давыдов Я.С. Образование сопряженных поверхностей в зубчатых передачах по принципу жесткой неконгруэнтной производящей пары / Я.С.Давыдов // Вестник машиностроения. –1963. – №2. – С.9-13.
4. Бронштейн И.Н. Справочник по математике / И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев. – М.: Наука, 1965. – 608 с.
5. 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.

Рассмотрен вопрос об особенностях профилирования дискового инструмента для чистовой обработки червяков с вогнутым профилем витков. Получено уравнение поверхности дискового инструмента с учетом переточек червячной фрезы, составляющей с ним производящую пару.

The question on features of the disk tool profiling for fair processing worms with a concave profile of worm is considered. The equation of the disk tool surface is received in view of sharpening the worm mill making with him making pair.

Р.А. Осин, инж., Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, А.А Матвиенко, инж.

Кировоградский национальный технический университет

Анализ известных методов повышения подачи шестеренных насосов

В предлагаемой статье приведены результаты анализа известных методов повышения подачи и удельной подачи шестеренного насоса. Также проанализированы литературные источники, в которых содержатся сведения о принципах нагнетания рабочей жидкости, о зависимостях для определения подачи, о степени влияния параметров зубчатого зацепления на увеличение подачи, о критериях оценки совершенства зубчатого зацепления шестерен с точки зрения повышения подачи, о методах повышения подачи, которые реализованы в конструкциях существующих шестеренных насосов.

шестеренный насос, рабочая жидкость, зубчатое зацепление, эвольвентный профиль, подача, удельная подача

Одним из основных параметров любого насоса объемного типа, в том числе и шестеренного, является развиваемая мощность, которая определяется зависимостью:

$$N = P \cdot Q, \quad (1)$$

где P - развиваемое шестеренным насосом давление, Па;

Q - подача шестеренного насоса, м³/с.

Поскольку давление на данный момент развития техники есть стандартной величиной, то на первое место выходит подача насоса, которая является одной из основных технических характеристик шестеренного насоса (НШ), во многом определяющая величину преобразуемой НШ энергии. О важности этого параметра говорит уже тот факт, что в обозначение НШ обязательно входит рабочий объем насоса (РОН), выражаемый в см³. Подача зависит от РОН и от частоты вращения НШ:

$$Q = q \cdot n, \quad (2)$$

где Q - подача насоса, см³/с;

q - рабочий объем насоса, см³;

n - частота вращения приводного вала насоса, об/с.

А поэтому исследования, направленные на повышение подачи НШ, всегда являются актуальными.

Целью исследования является определение технического уровня и перспектив совершенствования шестеренного насоса в направлении повышения подачи.

Состояние вопроса, технический уровень шестеренных насосов по подаче.

При исследовании этого вопроса искали первоисточники, в которых содержится сведения, дающие ответ на вопросы:

- о моделях, описывающих принцип нагнетания рабочей жидкости (РЖ) в НШ;
- о математических моделях и зависимостях для определения подачи РЖ в НШ;
- о зависимостях и степени влияния параметров зубчатого зацепления (ЗЗ) на увеличение подачи НШ;
- о критериях оценки совершенства ЗЗ шестерен, с точки зрения повышения

подачи;

- о методах повышения подачи, которые реализованы в конструкциях существующих НШ;

- о методах расчета ЗЗ НШ, которые направлены на повышение подачи.

Традиционно подачу НШ повышают, увеличивая РОН НШ путем увеличения размеров его рабочих элементов - шестерен. В литературе встречается более полутора десятков формул для определения подачи НШ [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Результаты теоретических исследований, отображающие зависимость подачи НШ от параметров зубчатого зацепления Т.М. Башта предлагает представить в виде [9]:

$$q_1 = 4 z^2 m^2 \cos \alpha_0 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \left(1 - \frac{1}{z} - \frac{\cos^2 \alpha_0 \operatorname{tg}^2 \alpha}{3} \right), \quad (3)$$

где m - модуль зацепления, мм;

α - угол зацепления, град;

α_0 - угол исходного профиля, град;

b - ширина венца шестерни, мм;

z - число зубьев шестерен.

Анализируя зависимость (3) видим, что подача НШ пропорциональна квадрату модуля зацепления и квадрату количества зубьев шестерен.

В работе [11] представлена упрощенная зависимость для определения подачи НШ вида:

$$Q = 2 \pi n b m^2 (z + 1). \quad (4)$$

Анализ полученной зависимости (4) показывает, что подача НШ пропорциональна квадрату модуля зацепления и числу зубьев шестерен в первой степени.

Анализ известных методов расчета подачи НШ, проведенный в работе [12], показал, что наиболее точно определить подачу НШ можно по тем зависимостям, которые отображают принцип работы НШ. Автор [12] рекомендует для точного расчета РОН использовать следующие модели:

$$q = 0,5 \pi b \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_o^2}{3} \right), \quad (5)$$

$$q = 2 b z (S_w - 0,5 S_{v \min}), \quad (6)$$

где S_w - площадь межзубовой впадины (МЗВ), мм²;

$S_{v \min}$ - площадь минимального объема отсеченной полости (ОП), мм².

Для дальнейшего анализа выпишем зависимости взаимосвязи основных элементов ЗЗ от исходных параметров:

- диаметр основной окружности:

$$d_0 = m z \cos \alpha_0; \quad (7)$$

- наружный диаметр шестерен:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}, \quad (8)$$

$$D_e = m(z + 2\chi + 2\xi - 2\xi_y); \quad (9)$$

- диаметр начальной окружности:

$$d = \frac{d_0}{\cos \alpha}; \quad (10)$$

- шаг зубчатого зацепления по основной окружности:

$$t_0 = m \pi \cos \alpha_0, \quad (11)$$

где t_0 - шаг зубчатого зацепления по основной окружности, мм;

γ_e - угол вершины эвольвенты, град, рад;

α_0 - угол исходного профиля;

n - частота вращения насоса, c^{-1} ;

ξ - коэффициент профильного смещения (КПС);

ξ_y - коэффициент уравнивающего смещения;

χ - коэффициент высоты головки зуба.

Анализ зависимостей (2) и (5)...(11) показывает, что подачу НШ можно увеличить несколькими путями:

- во-первых увеличением частоты вращения шестерен;
- во-вторых увеличением РОН НШ.

Из зависимостей (5)...(11) видим, что увеличение геометрических параметров ЗЗ НШ влечет за собой увеличение РОН, а значит и увеличение подачи НШ и добиться этого можно:

- увеличением ширины венца шестерни - b , м (мм);
- увеличением числа зубьев шестерен - z ;
- увеличением модуля зацепления - m , м (мм);
- увеличением коэффициента профильного смещения - ξ ;
- увеличением коэффициента высоты головки зуба шестерни - χ .

В работах Т.М. Башты [9, 11] представлены результаты теоретико-эмпирического исследования зависимости габаритных размеров НШ от параметров ЗЗ его шестерен. При этом Т.М. Баштой [9, 11] установлено, что для уменьшения габаритов НШ число зубьев шестерен - z желательно выбирать как можно меньше. Из рис. 1 видим, что с уменьшением числа зубьев с $z_3 = 18$ до $z_1 = 7$ габаритные размеры НШ уменьшаются более чем вдвое при сохранении РОН.

Таким образом Т.М. Башта (см. рис. 1) [9, 11] установил, что при проектировании НШ для увеличения удельных показателей по подаче рекомендуется число зубьев шестерен выбирать, как можно меньшим, при прочих равных условиях. При этом скорость роста подачи НШ превосходит скорость роста ее габаритных размеров.

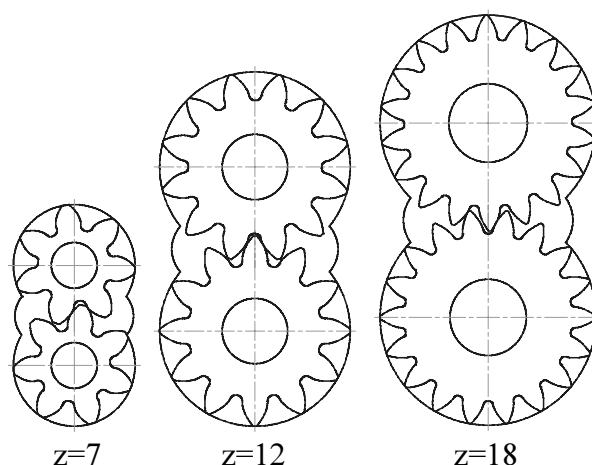


Рисунок 1 - Сравнительные габариты шестеренных насосов равной производительности в зависимости от числа зубьев шестерен $z_1 = 7$, $z_2 = 12$, $z_3 = 18$ [9, 11]

Сущность предлагаемой Юдиным Е.М. [1] методики повышения подачи НШ сводится к одновременному воздействию на РОН двух исходных параметров – КПС - ξ и коэффициента высоты головки зуба шестерен - χ . Оба указанных коэффициента направлены на увеличение наружного диаметра шестерен - D_e , что, как следует из зависимостей (5)...(11), способствует увеличению РОН.

В работе Козерода Ю.В. исследовалось влияние числа зубьев шестерен - z и КПС - ξ на подачу НШ [13]. В качестве критерия оптимизации для оценки влияния исследуемых параметров ЗЗ на подачу НШ был принят коэффициент, определяемый зависимостью:

$$K = \frac{q - q_0}{q_0} 100\%, \quad (12)$$

где q_0 - РОН, при КПС, равном нулю - $\xi = 0$;

q - текущее значение РОН, при положительном значении КПС $\xi > 0$.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента K в процентах от КПС - ξ и числа зубьев шестерен [13].

Из рис. 2 видим, что оптимальное значение КПС лежит в пределах [13]:

$$0,2 \leq \xi \leq 0,3. \quad (13)$$

Помимо этого из рис. 2 видим, что наибольшее влияние на повышение подачи НШ оказывает КПС на ЗЗ с минимальным числом зубьев [13].

Работа Лурье З.Я [14] посвящена многокритериальной оптимизации параметров ЗЗ НШ. В качестве критериев оптимизации были выбраны параметры, определяющие качество работы ЗЗ. К этим параметрам авторы относят: КПЗЗ - ϵ , удельный коэффициент скольжения - λ , толщину зуба у вершины зуба - S_e , а также отсутствие интерференции зубьев шестерен. Работа посвящена исследованию ММ ЗЗ, которая описывает основные зависимости расчета ЗЗ, с соответствующими ограничениями на область существования ЗЗ, а также взаимосвязь параметров ЗЗ с функциональными параметрами НШ. Но поскольку авторы работы [14] ставили задачу найти оптимальные

параметры, которые бы одновременно удовлетворяли многим критериям работоспособности ЗЗ внутри существующей системы расчета, то естественно, найти ответ, как повысить удельную подачу НШ не удалось.

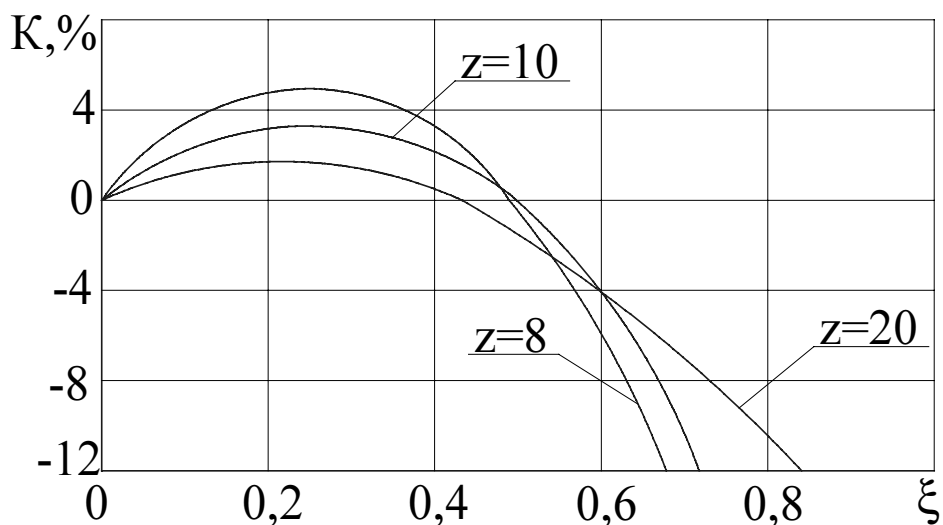


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента К от КПС - ξ по Козероду Ю.В. [13]

Помимо увеличения РОН одним из методов увеличения подачи НШ, как следует из зависимости (2), является увеличение частоты его вращения - n . Метод обладает целым рядом преимуществ, а именно:

- прямо пропорциональной зависимостью подачи НШ - Q частоте его вращения - n , а поскольку, при этом масса и габариты НШ остаются без изменения, то это позволяет пропорционально увеличить и удельную подачу НШ;
- увеличением несущей способности гидродинамических подшипников скольжения;
- увеличением давления, развиваемого НШ.

К существенным недостаткам метода является проблема, возникающая в процессе всасывания РЖ. С увеличением частоты вращения НШ пропорционально сокращается время на заполнение камеры всасывания. Поскольку, при этом возрастают и центробежные силы, препятствующие процессу всасывания, которые пропорциональны квадрату угловой скорости, то острота проблемы еще более возрастает.

Существует проблема и с частотой вращения привода, которая определяется, как правило, частотой вращения электродвигателя или ДВС, чаще всего дизеля, частота вращения, которого, как правило, не превосходит $n = 40 \text{ об/с}$.

Из вышеизложенного, видим, что в известных работах возникает некоторая неоднозначность и несоответствие результатов, в частности по степени влияния параметров ЗЗ на подачу. Это может быть объяснено различными исходными предпосылками, которые использовали авторы при получении приведенных зависимостей, а также отсутствием критерия оценки степени совершенства ЗЗ по подаче, что предполагает необходимость дальнейшего развития теоретических основ повышения подачи НШ.

Анализируя конструктивные решения повышения подачи НШ рассмотрим увеличение РОН НШ следующими путями:

- увеличением ширины венцов шестерен - b , мм;

- увеличением внешнего диаметра шестерен насосов - D_e , мм, что может быть реализовано:

1) путем увеличения числа зубьев шестерен - z , при постоянном модуле $m - const$;

2) путем увеличения модуля зацепления - m , при постоянном числе зубьев шестерен - $z - const$.

Одним из простых методов увеличения подачи НШ посредством увеличения РОН является увеличение ширины венца шестерен - b . Этот метод очень удобен для увеличения типоразмера НШ в пределах типоразмерного ряда.

Для оценки степени совершенства НШ используют такой интегральный показатель, как удельная мощность, которая показывает какая мощность приходится на единицу массы НШ и которая определяется в соответствии с зависимостью [15]:

$$K_N = \frac{N}{m}, \quad (13)$$

где N - мощность, развиваемая шестеренным насосом, кВт;

m - масса шестеренного насоса, кг.

При переходе от меньшего типоразмерного ряда к большему показатель удельной мощности падает, однако в конце типоразмерного ряда этот показатель возрастает и достигает значений, превосходящие значения предыдущего ряда [8].

На рис. 3 представлены эскизы шестерен насосов, отличающихся друг от друга только шириной венцов. На рис. 4 фотографии шестерен насосов, выпускаемых на ОАО «Гидросила» с одинаковым модулем - $m - const$ и одинаковым количеством зубьев $z - const$, но разной ширины венцов шестерен - b .

Из рис. 3 и рис. 4 видим, что с увеличением ширины венца пропорционально растет, как РОН, так и габариты шестерен, а значит и габариты всего качающего узла в целом.

К большим преимуществам способа повышения РОН за счет увеличения ширины венца шестерни - b следует отнести простоту его осуществления в условиях производства. Способ позволяет легко, с точки зрения организации производства, создать внутри типоразмерного ряда, насос с любым РОН, необходимым заказчику.

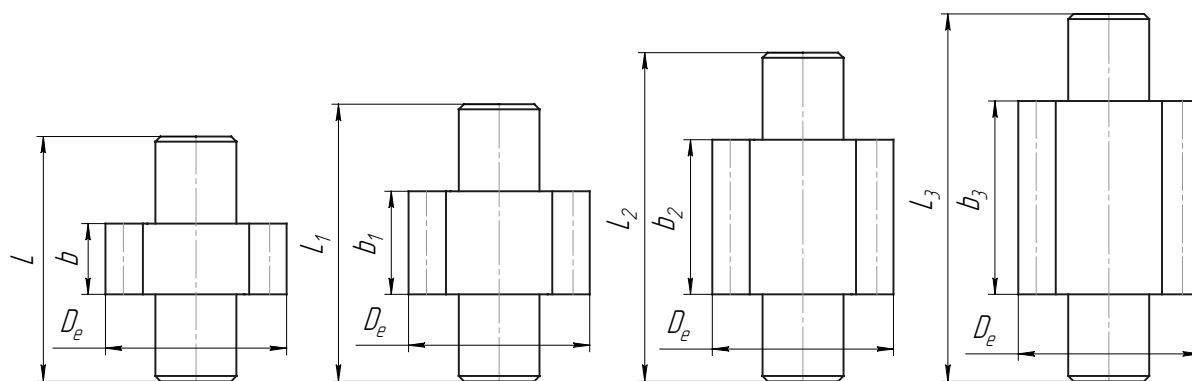


Рисунок 3 - Эскизы шестерен одного типоразмерного ряда, отличающихся шириной венцов

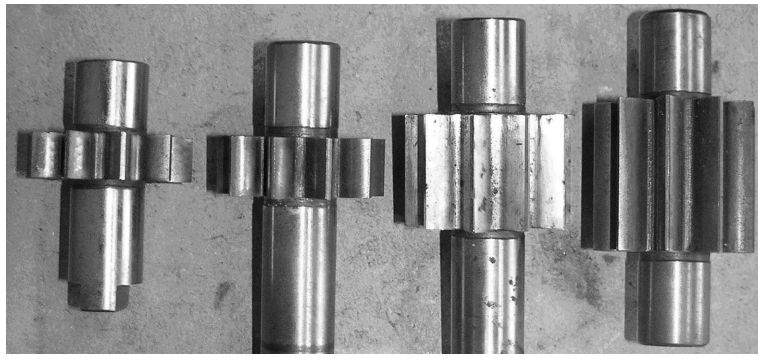


Рисунок 4 - Фотографии шестерен НШ, подачу которых увеличивают путем увеличения ширины венцов шестерен - b (Кировоградское ОАО «Гидросила»)

К недостаткам способа увеличения РОН увеличением ширины венцов шестерен следует отнести:

- конструктивные ограничения способа из-за чрезмерно растущей нагрузки на подшипники насоса;
- технологические ограничения, связанные с уменьшением точности такого параметра, как погрешность направления зубьев шестерен при изготовлении шестерен с увеличенной шириной венцов;
- пропорциональное увеличение, как РОН, так и габаритов шестерен и всего насоса в целом, что не способствует повышению удельного показателя мощности, а значит и не способствует росту технического уровня НШ.

Для дальнейшего увеличения мощности насоса переходят к следующему типоразмерному ряду, в котором используют 33 шестерен с увеличенными геометрическими параметрами, в частности по наружному диаметру [8]. Из зависимостей (5)...(11) следует, что увеличение наружного диаметра шестерен способствует росту РОН в квадратичной зависимости.

Увеличение наружного диаметра шестерен возможно либо путем увеличения числа зубьев шестерен - z , либо путем увеличения модуля зацепления - m , либо путем одновременного увеличения числа зубьев - z и модуля - m .

На рис. 5 представлены эскизы венцов шестерен, рассчитанных для модуля $m = 5$ мм и разного числа зубьев $z = 8, 10, 12, 16$. На рис. 6 представлены фотографии шестерен насосов НШ с разным числом зубьев и одинаковым модулем, выпускаемых Кировоградским ОАО «Гидросила». Для исследования влияния изменения модуля - m на РОН были рассчитаны шестерни с постоянным числом зубьев $z = 8$ и значением модуля $m = 4, 5, 6$ и 8 мм. Эскизы рассчитанных по указанным параметрам шестерен представлены на рис. 7.

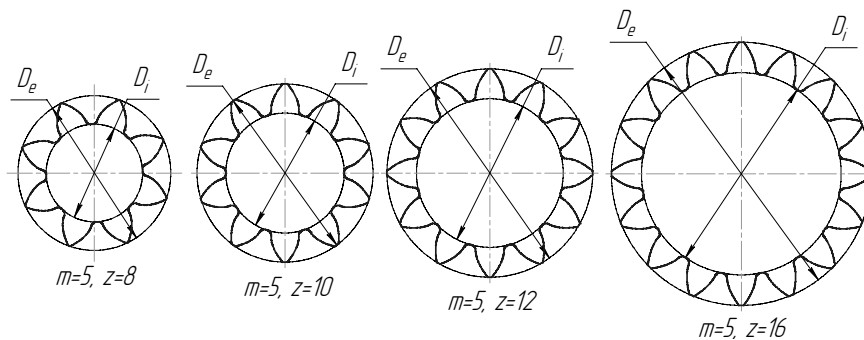


Рисунок 5 - Эскизы венцов шестерен при постоянном модуле $m = 5$ мм и числе зубьев $z = 8, 10, 12, 16$

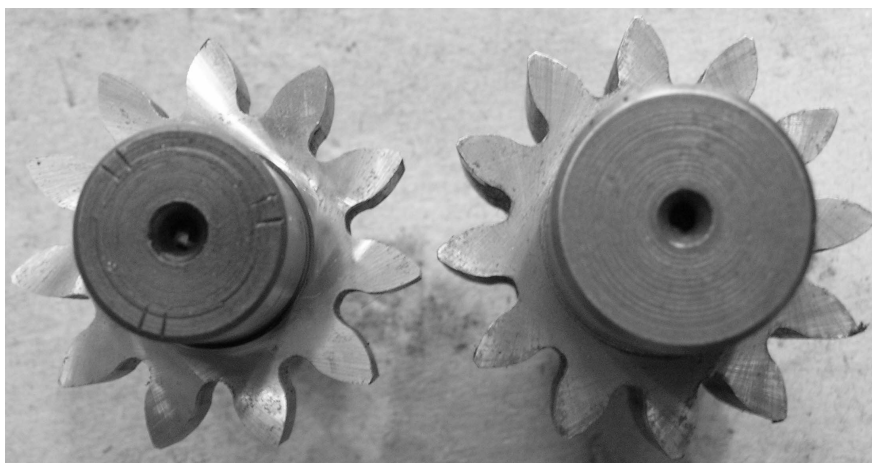


Рисунок 6 - Фотографии шестерен НШ, выпускаемых Кировоградским ОАО «Гидросила» с разным числом зубьев и одинаковым модулем $m = 4,5$ мм

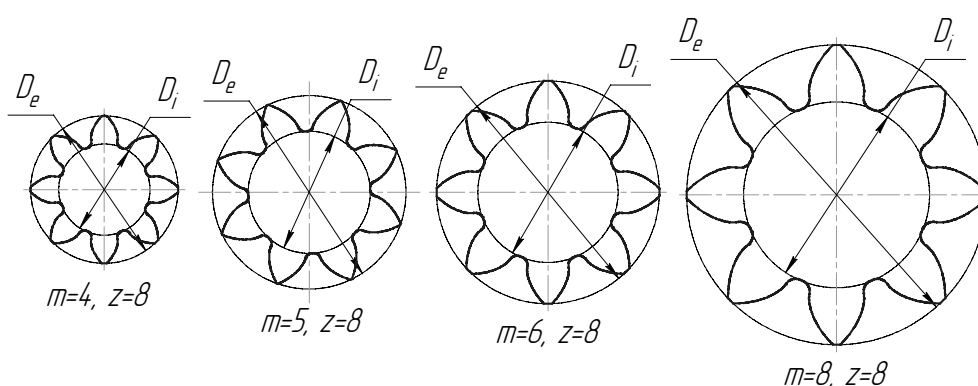


Рисунок 7 - Эскизы венцов шестерен при модуле $m = 4, 5, 6$ и 8 мм и постоянном числе зубьев $z = 8$

Анализируя результаты, представленные на рис 5 - рис. 7 видим, что с увеличением числа зубьев - z и модуля зацепления - m диаметр шестерен возрастает, а, значит, увеличивается и РОН, притом по квадратичной зависимости (см. зависимость (5)). Но при этом растут и габаритные размеры шестерен, габариты качающего узла и всего насоса в целом.

При этом, в отличие от предыдущего способа увеличения РОН увеличением ширины венца - b , рост качающего узла по диаметру практически не сказывается на росте нагрузок на подшипники. Это объясняется тем, что с ростом диаметра шестерен появляется возможность и для роста диаметра цапф шестерен.

Для дальнейшей оценки описанных способов повышения подачи НШ очень важно было заметить при анализе данных тенденцию, состоящую в том, что с ростом наружного диаметра шестерен уменьшается частота вращения насоса [8]. Это объясняется тем, что с ростом наружного диаметра возрастает линейная скорость вершин зубьев при вращении шестерен и возникает опасность перехода от ламинарного к турбулентному режиму течения РЖ, что приводит к резкому снижению объемного КПД НШ [16, 17]. А поэтому у НШ РОН, который повышают традиционными методами - увеличением габаритных размеров шестерен показатель удельной мощности падает. Исходя из этого, можно сделать следующие выводы.

Увеличение числа зубьев шестерен - z и модуля - m способствуют росту

диаметра шестерен - D_e , а поскольку при определении РОН диаметр шестерен - D_e входит в расчетные формулы (1.7)...(1.15)) в квадрате, то РОН является квадратичной функцией от исследуемых параметров - числа зубьев шестерен - z и модуля - m .

Вместе с тем работами Т.М. Башты [9, 11] и собственными исследованиями установлено, что увеличение модуля - m при одновременном уменьшении числа зубьев - z способствует росту подачи насоса при одновременном уменьшении диаметра шестерен. Этот метод способствует повышению удельной подачи НШ, а значит и технического уровня НШ по подаче.

На рис. 8 представлена классификация известных способов повышения подачи НШ, составленная на основании анализа литературных источников [1-14].

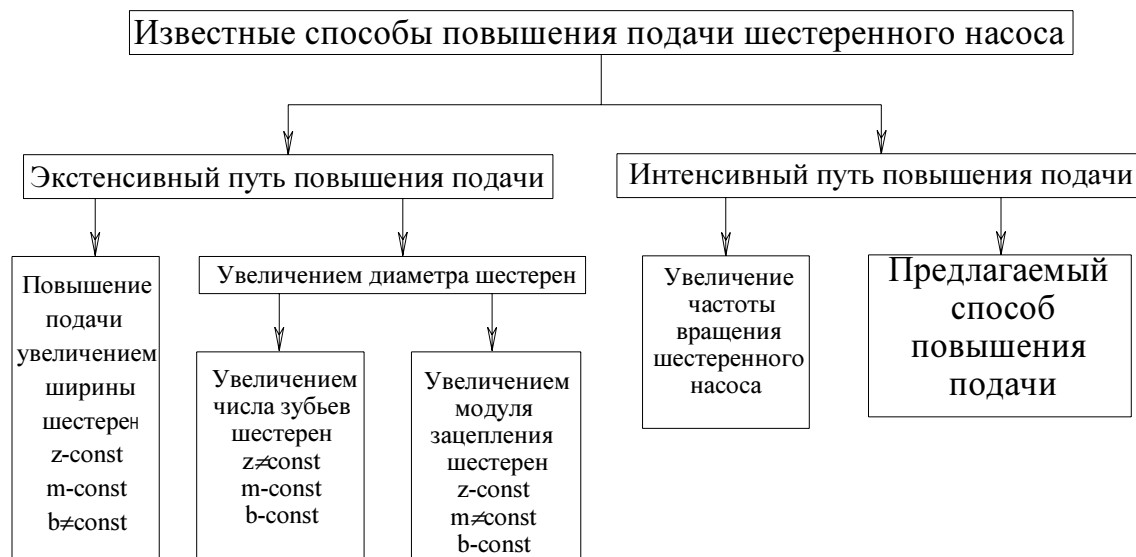


Рисунок 8 - Классификация известных методов повышения подачи шестеренного насоса

Из вышеизложенного следует, что практически все известные способы повышения подачи НШ сопряжены с ростом габаритных размеров подвижных элементов насоса - шестерен. Такое лобовое решение задачи увеличения подачи НШ сопряжено с одновременным ростом габаритных размеров и массы, как всего качающего узла, так и насоса в целом. Поэтому эти методы повышения подачи следует отнести к экстенсивному пути развития НШ, которые на сегодняшний день исчерпали свои возможности и не способствуют повышению технического уровня НШ по удельным показателям.

Предлагаемый нами способ повышения удельной подачи относится к интенсивному пути повышения подачи, поскольку обеспечивает повышение подачи без роста габаритных размеров и массы НШ. Указанный способ повышения удельной подачи НШ основывается на глубоком понимании принципа подачи РЖ и обеспечивается уменьшением отрицательной составляющей в процессе подачи РЖ в НШ [15].

Анализируя известные методы расчета ЗЗ НШ особое внимание следует обратить на то, как оценить технический уровень того или иного ЗЗ с точки зрения эффективности его использования при конструировании НШ. Использование для оценки совершенства ЗЗ такого показателя, как РОН, приходящийся на единицу ширины венца шестерни:

$$q_b = \frac{q}{b} = 0,5 \pi \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_o^2}{3} \right), \quad (14)$$

возможно лишь в случае если сравниваемые шестерни имеют одинаковый диаметр. Это негативное свойство не дает возможности этому параметру быть используемым для оценки совершенства ЗЗ по подаче в общем случае. Из этого следует, что до настоящего времени отсутствуют критерии оценки степени совершенства ЗЗ, в частности по подаче, что естественно предполагает необходимость проведения теоретических исследований с целью определения такого критерия.

При расчете геометрических параметров ЗЗ НШ по методике Е.М. Юдина стремились получить конструкцию с максимально возможными удельными показателями. Для этого стремятся спроектировать ЗЗ с минимально возможным количеством зубьев при максимально возможном модуле зацепления. Стремление к использованию минимального количества зубьев сопряжено с опасностью получения подрезанного зуба, что может сказаться на его прочности на изгиб. Единственным выходом из такой ситуации является коррекция зуба - использование ЗЗ с положительным смещением.

Увеличение КПС влечет за собой уменьшение КПЗЗ - ε , что также является положительным явлением для НШ, так как уменьшает вредное влияние запираемой в МЗВ жидкости в ОП.

Величина смещения лимитируется толщиной зуба по окружности головок - S_e : вершины зубьев шестерен являются уплотняющими перемычками, разделяющими камеры нагнетания и всасывания по окружности головок шестерен. По данным испытания НШ высокого давления, можно считать допустимой величину S_e , определяемую из условия [1, 2, 6, 11, 14]:

$$S_e \geq 0,2 m. \quad (15)$$

Специальный подбор КПС позволяет существенно упростить расчет геометрических параметров ЗЗ, вплоть до возможности расчетов в уме. С появлением современных средств и возможностей численного решения математических задач – это преимущество было утрачено.

К недостаткам предлагаемой методики следует отнести следующее.

Однозначный выбор КПС существенно ограничивает выбор эвольвентных профилей зубьев шестерен, что не дает возможности выбора того профиля при проектировании ЗЗ насоса, который в наибольшей степени соответствует предъявляемым к ним требованиям.

Методика расчета ЗЗ, предлагаемая Е.М. Юдиным, не дает критерия оценки технического уровня (совершенства) спроектированного ЗЗ НШ.

Стандартная методика расчета геометрических параметров ЗЗ отличается от предыдущей тем, что позволяет получить весь спектр эвольвентных профилей [18].

Ограничения, накладываемые на разнообразие эвольвентных профилей, заключаются в том, что при расчете геометрических параметров ЗЗ используют специальный профиль исходного контура, который определяет форму инструмента и, как правило, выбирается стандартным. Помимо этого модуль зацепления тоже выбирается из стандартного ряда.

К недостаткам предлагаемой методики следует отнести невозможность избежать уравнений для определения искомых геометрических параметров, которые выражают соответствующие взаимосвязи в неявном виде, решение которых представлено в стандарте в виде номограмм, что сдерживает использование вычислительной техники.

Аналогично предыдущей методике актуальным остается отсутствие критерия оценки технического уровня (совершенства) спроектированного ЗЗ НШ.

Расчет геометрических параметров ЗЗ в обобщающих параметрах по методике Э.Б. Вулгакова [19] представляет собой результаты принципиально новой

методики расчета геометрических параметров ЗЗ, позволяющей проектировать ЗЗ, параметры которых максимально соответствуют параметрам, предъявляемым к ним конструктором, а не технологом, заботящемся как это ЗЗ изготовить и собрать. Она снимает ограничения, накладываемые на разнообразие эвольвентных профилей при расчете ЗЗ по стандартной методике.

В результате появилась возможность получить ЗЗ с КПЗЗ $\epsilon > 2$, ЗЗ с асимметричным профилем, ЗЗ с числом зубьев шестерни $z = 3$, что невозможно при проектировании ЗЗ по стандартной методике. Расширены области существования ЗЗ и по другим параметрам.

К недостаткам данной методики можно отнести невозможность избежать уравнений для определения искомых геометрических параметров, которые выражают соответствующие взаимосвязи в неявном виде.

Актуальным остается также отсутствие критерия оценки технического уровня (совершенства) спроектированного ЗЗ НШ.

Помимо этого у расчетчиков нет достаточного опыта для расчета ЗЗ по методике Э.Б. Вулгакова.

Необходимость использования специального инструмента для нарезания каждой новой шестерни с новыми геометрическими параметрами является основным сдерживающим фактором для распространения этого метода.

Однако следует отметить, что при некотором совершенствовании описываемой методики можно получить ЗЗ, позволяющее существенно расширить функциональные возможности НШ.

Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Существующие математической модели не в полной мере объясняют принцип нагнетания РЖ в НШ, что сдерживает развитие НШ в направлении повышения его подачи.

2. Известные работы по увеличению подачи в большинстве случаев, по своему содержанию тяготеют к теоретико-эмпирическому характеру и их анализ показал, что в настоящее время все они достигли своего предела возможностей.

3. Отсутствие постановки задачи повышения удельной подачи НШ сопровождается неоднозначностью и противоречивостью приводимых результатов, в частности о степени влияния параметров ЗЗ на повышение подачи НШ, а также объясняет то, что до сих пор не был предложен критерий оптимизации ЗЗ в направлении повышения удельной подачи насоса. Дальнейшее повышение подачи и удельной подачи сопряжено с необходимостью проведения новых углубленных теоретических исследований этого вопроса.

4. Анализируя известные способы расчета геометрических параметров ЗЗ НШ приходим к выводу о том, что дальнейшее развитие насосостроения предъявляет к ЗЗ НШ новые требования, которые не могут быть реализованы и при использовании известных методик расчета. Одним из направлений дальнейших теоретических исследований является разработка новой методики расчета ЗЗ, которая направлена на повышение подачи и удельной подачи НШ и которая направлена на проектирование и расчет ЗЗ, адаптированного к особенностям НШ.

6. Предварительными поисковыми исследованиями установлено, что, изменяя параметры ЗЗ можно существенно повысить технический уровень НШ по подаче, что является предпосылкой для дальнейшего развития теоретических и экспериментальных исследований по оптимизации ЗЗ НШ в направлении повышения его удельной подачи.

Целью дальнейших исследований является повышение технического уровня шестеренного насоса увеличением его функциональных возможностей по удельной подаче путем совершенствования и оптимизации параметров ЗЗ шестерен насоса.

Список литературы

1. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
2. Рыбкин Э.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Кудрявцев П.Р. Повышение точности определения теоретической производительности шестеренных насосов. //Труды ГОСНИТИ.- Т.2.- 1963.- С. 51– 68.
4. Черновол М.И., Коваленко П.А. Восстановление шестерен гидронасосов методом свободных ремонтных размеров.// Механизация и электрификация сельского хозяйства.- № 2.- 1989.- С. 50-51.
5. Савин И. Ф., Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод.- М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.
6. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
7. Кудрявцев П.Р. Повышение ресурса шестеренных насосов.// Техника в сельском хозяйстве.- 1970., №3.- С. 67-72.
8. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. М. Київ. – 1998. – 48 с.
9. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств. Изд. 3-у перераб. и доп. Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз. М.: 1961 – 475 с.
10. ГОСТ 17298-72. Насосы. Термины и определения. Издательство стандартов, 1978 – 33 с.
11. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М.: «Машиностроение», 1974. – 606 с., С. 10 – 12.
12. Кулешков Ю.В. Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насос НШ. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск № 34 -Кіровоград: КДТУ, 2004. - С. 178-186.
13. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук., М.: Московский институт инженеров железнодорожного транспорта., 1977. – 150 с.
14. Лурье З.Я., Коваленко И.В. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации.// Вибрации в технике и технологиях.- № 3 (29).- 2003. – С.9-13.
15. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса.// Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, Випуск 20.- Кіровоград.- 2008.- С. 253-262.
16. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Издание 4-е доп. и перераб. Гл. ред. Физ.- мат. литературы. «Наука», М.: 1973. – 848 с.
17. Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. Под ред. д.т.н., проф. Прокофьева В.Н., М.: «Высшая школа», 1968. - 399 с.
18. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. Введен с 01.01.1972. Переиздан в августе 1983 г.
19. Вулгаков Э.Б. Васина Л.В. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчету. М.: Машиностроение, 1978. -174 с.

У запропонованій статті приведені результати аналізу відомих методів підвищення подачі і питомої подачі шестеренчастого насоса. Також проаналізовані літературні джерела, в яких містяться відомості про принципи нагнітання робочої рідини, про залежності для визначення подачі, про ступінь впливу параметрів зубчатого зачеплення на збільшення подачі, про критерії оцінки досконалості зубчатого зачеплення шестерень, з погляду підвищення подачі, про методи підвищення подачі, які реалізовані в конструкціях існуючих шестеренчастих насосів.

The results of analysis of the known methods of increase of serve and specific serve of cog-wheel pump are resulted in the offered article. And also literary sources in which contained taking about principles of festering of working liquid are analysed, about dependences for determination of serve, about the degree of influence of parameters of the toothed hooking on the increase of serve, about the criteria of estimation of perfection of the toothed hooking of cog-wheels, from point of increase of serve, about the methods of increase serves which are realized in the constructions of existent cog-wheel pumps.

Теоретическое обоснование восстановления трущихся сопряженных деталей машин в процессе эксплуатации

В статье дано теоретическое обоснование повышения долговечности трущихся сопряженных деталей машин в процессе постоянной эксплуатации.

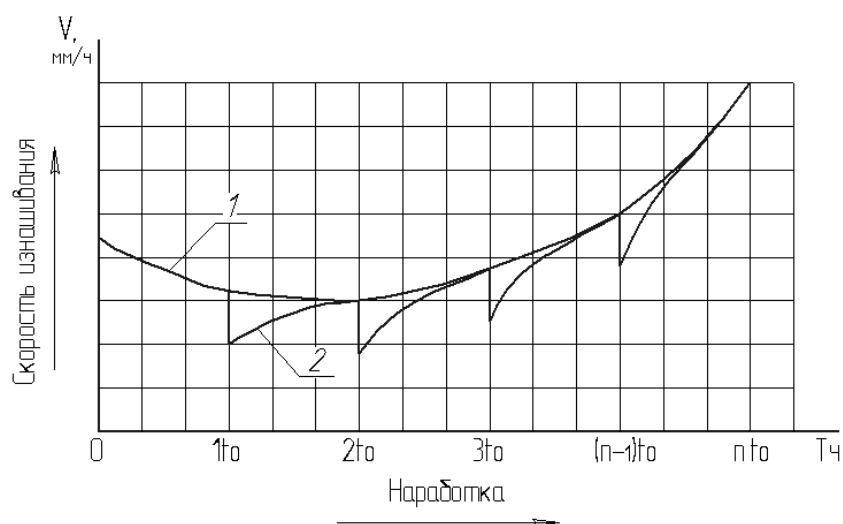
Полученные уравнения позволяют установить ресурс и скорость износа сопряжений за счет периодического нанесения на рабочие поверхности деталей металлоплакирующих пленок.

скорость изнашивания, износ деталей, технологическая среда (ТС), наработка, периодичность обработки

Одним из прогрессивных методов повышения надежности и долговечности агрегатов машин является частичное восстановление изношенных поверхностей трения деталей в процессе постоянной эксплуатации. Это достигается за счет периодического нанесения на рабочие поверхности деталей металла, содержащегося в технологической среде.

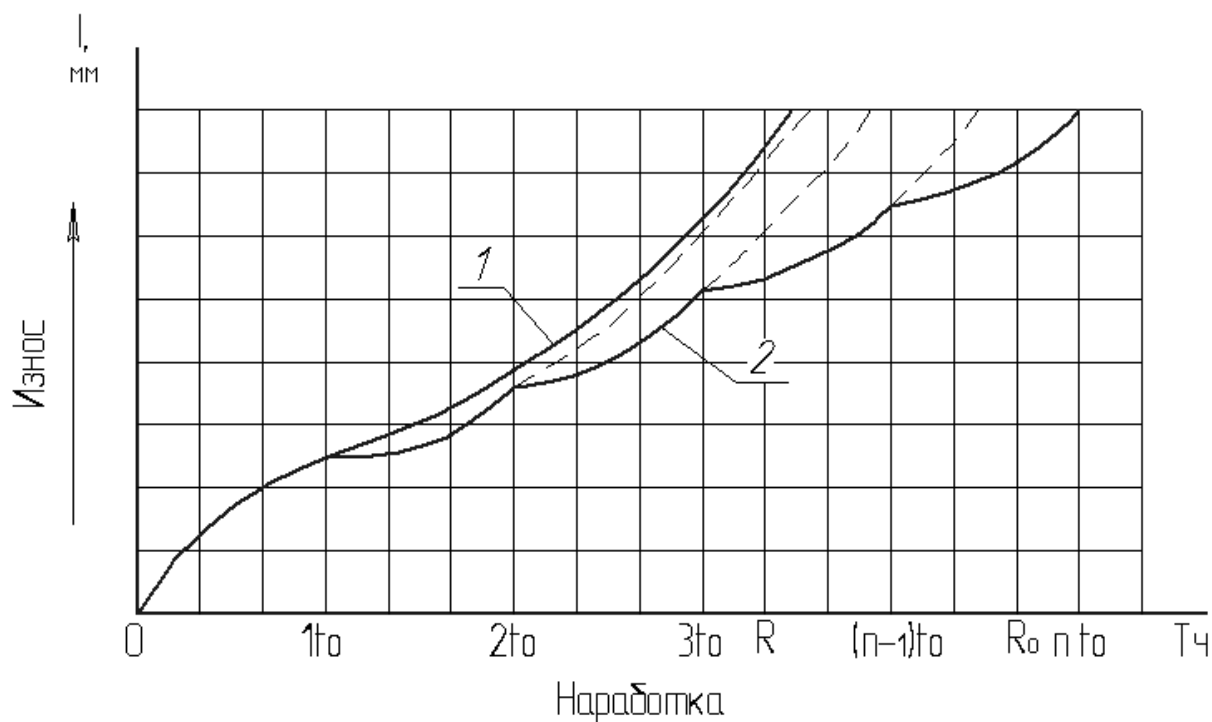
Известные в настоящее время ремонтно-восстановительные технологические среды по компонентному составу, физико-химическим процессам их взаимодействия с трущимися поверхностями, свойствам получаемых покрытий можно разделить на три основные группы: металлоплакирующие среды, полимерсодержащие вещества, геомодификаторы.

Общая закономерность изменения скорости изнашивания сопряжений и величины износа деталей в функции наработки существенно отличаются после обработки технологической средой от аналогичных зависимостей без периодической обработки (рис. 1,2).



1 – без обработки; 2 – с обработкой ТС; t_0 – периодичность обработки

Рисунок 1-Влияние периодичности обработки сопряжений технологической средой на скорость изнашивания деталей



1 – без обработки; 2 – с обработкой ТС; t_0 – периодичность обработки

Рисунок 2-Влияние периодичности обработки сопряжений технологической средой на износ и ресурс деталей

В общем случае закономерность изменения скорости изнашивания сопряжения после разового применения технологической среды в функции наработки можно представить в виде:

$$V_0(t) = V(t) - V_1(t), \quad (1)$$

где $V(t)$ – функция скорости изнашивания без периодической обработки;

$V_1(t)$ – функция изменения скорости изнашивания после применения технологической среды относительно первоначальной скорости.

В качестве функции, характеризующей изменение скорости изнашивание сопряжения после применения технологической среды относительно скорости изнашивания сопряжения до обработки можно использовать показательную функцию вида:

$$V_1(t) = a \cdot e^{-at}, \quad (2)$$

где a – параметр, характеризующий ступенчатое изменение скорости изнашивания после применение технологической среды:

$$a = V_n - V_0, \quad (3)$$

где V_n , V_0 – скорость изнашивания после применения технологической среды в момент времени до и после обработки;

ν – параметр, характеризующий длительность сохранения нанесенного покрытия;

t – время.

Тогда:

$$V_0(t) = V(t) - a \cdot e^{-at}, \quad (4)$$

где a – величина износа в функции наработки:

$$U_o(t) = \int_0^{\infty} V_o(t) \cdot \alpha \cdot t = \int_0^{\infty} V(t) - \frac{V_n \cdot \varepsilon}{b} + \frac{V_n \cdot \varepsilon}{b} \cdot e^{-bt}, \quad (5)$$

где $\varepsilon = \frac{V_o}{V_n}$ - коэффициент, характеризующий изменение скорости изнашивания после применения технологической среды.

Подставляя в уравнение (4) соответствующее выражение параметра a и используя в качестве функции изменения износа по мере наработки степенную функцию, после преобразования получим уравнение:

$$U_o(t) = V_n \left[t^\alpha + \frac{\varepsilon}{b} (e^{-bt} - 1) \right], \quad (6)$$

где α - показатель степенной функции.

Принимая во внимание, что под ресурсом сопряжения понимается его наработка до достижения предельного износа, можно записать:

$$U_{np} = V_n \left[R^\alpha + \frac{\varepsilon}{b} (e^{-bR} - 1) \right]. \quad (7)$$

Таким образом, ресурс сопряжения после применения технологической среды можно определить, решая уравнение (7) относительно R .

Поскольку решение уравнения (7) в явном виде не имеется, то для определения параметра R используются численные методы решения. Анализ параметров, входящих в уравнение (7) производится на ЭВМ методом статистического моделирования входящих в него параметров и решения методом последовательных приближений. В связи с тем, что долговечность сопряжений зависит от числа их обработок технологической средой за период эксплуатации узла до достижения сопряжением предельного износа, решение задачи проводилось по оптимальной периодичности обработки технологической средой. Задача оптимизации периодичности обработки сопряжений решалась следующим образом. Абсолютные значения величины, на которую изменяется скорость изнашивания сопряжения после обработки могут быть определены из следующего выражения:

$$\Delta V = V_n (1 - \varepsilon), \quad (8)$$

тогда изменение абсолютного значения в функции наработки будет представлено в виде:

$$\Delta V(t) = V_n (1 - \varepsilon) \cdot e^{-bt}, \quad (9)$$

или относительно начального значения скорости:

$$\delta = \frac{V_n (1 - \varepsilon) \cdot e^{-bt}}{V_n} = (1 - \varepsilon) \cdot e^{-bt}. \quad (10)$$

Очевидно, оптимальной будет такая периодичность обработки, при которой последующая обработка будет производиться сразу же, как только скорость изнашивания достигнет начального значения тогда, решая уравнение (9) относительно t получим:

$$t_{oom} = -\frac{1}{b} \ln\left(\frac{\delta}{1 - \varepsilon}\right). \quad (11)$$

Анализ результатов исследований показывает, что периодичность обработки сопряжений деталей технологическими средами зависит в основном от триботехнических свойств металлоплакирующих покрытий, а именно их износостойкости, длительности сохранения на функциональных поверхностях деталей.

Список літератури

1. Балабанов В.И., Ищенко С.А., Беклемышев В.И. Триботехнология в техническом сервисе машин.- Москва: Изумруд, 2005. - 177с.
2. Балабанов В.И., Беклемышев В.И., Махонин И.И., Трение, износ, смазка и самоорганизация в машинах. - М: Изумруд, 2004. - 189с.

В статті дано теоретичне обґрунтування підвищення довговічності трущихся спряжених деталей машин, в процесі постійної експлуатації.

Отримані рівняння дозволяють встановити ресурс і швидкість зносу спряжень за рахунок періодичного нанесення на робочі поверхні деталей металлоплакуючих плівок.

In the article the theoretical ground of increase of longevity of the ground interfacing details of machines is given in the process of permanent exploitation.

The got equalizations allow to set a resource and speed of wear of interfaces due to the periodic causing on the workings surfaces of details of metal-placing tapes.

Визначення шумових характеристик шестеренних насосів після стендової обкатки з використанням металоплакуючої робочої рідини

В статті викладена методика та результати визначення шумової та вібраційної характеристики шестеренних насосів після стендової обкатки з використанням металоплакуючої робочої рідини.
шум, звук, звуковий тиск, звукова потужність, вимірювальна площа

Шестеренні насоси широко використовуються в гідравлічних системах тракторів, екскаваторів, сільськогосподарських машин, дорожньо-будівельних машин, автомобілів.

За останні роки підвищення потужності, тиску, зменшення ваги та габаритних розмірів насосів привело до зростання їх шуму та вібрації.

Відомо, що шум та вібрація негативно впливають на організм людини. Це приводить до зниження працездатності, продуктивність праці знижується на 10...60 % [1], тому шумові та вібраційні характеристики строго нормуються.

Шумо- та віброактивність джерел пружних коливань шестеренного насосу визначаються трьома основними факторами: конструкцією, технологією виготовлення і умовами експлуатації.

Відповідно до цього розрізняють конструктивні, технологічні й експлуатаційні способи шумо- і віброактивності насосів [2].

На наш погляд, однією з технологічних операцій, яка зможе зменшити рівні шуму та вібрації насосу є стендова обкатка з використанням металоплакуючої рідини на стадії припрацювання.

Це викликано тим, що металоплакуюча робоча рідина, яка вміщує іони металу (міді), при терті утворює металеві плівки на робочих поверхнях деталей кінематичних пар. Утворення металевих плівок ущільнює зазори, є демпфером при ударних навантаженнях. Механічна система насосу стає жорсткішою.

Мета даної статті викласти методику і результати визначення шумової та вібраційної характеристик насосу після стендової обкатки, коли на стадії припрацювання використовувалась металоплакуюча робоча рідина.

Визначення і розрахунок шумових характеристик проведено технічним методом у відповідності з ГОСТ 17108-86 та ГОСТ 12.1.026-80.

Технічний метод вимірювання у вільному звуковому полі над звуковідбивною площиною стандарт забезпечує отримання максимального середнього квадратичного відхилення рівнів звукової потужності смугах частот та корегованого по характеристиці А звукової потужності по ГОСТ 22941-79.

Випробування проводиться в цеховому приміщенні площею $S_{\text{пр}}=300 \text{ м}^2$. Вимірювання рівнів звукових тисків проведені в активних смугах частот від 63 до 8000 Гц.

Дані про випробувальний виріб і застосування шумових характеристик наведені в таблицях 1,2.

Таблиця 1 – Дані про випробувальний виріб

Найменування	Шестеренний насос
Тип марка	НШ 32А-3, обкатаний з використанням металоплакуючої робочої рідини
Підприємство, що виготовило	ВАТ „Гідросила”
Заводський номер та рік виготовлення	2008 року виготовлення, експериментальний
ГОСТ, ГСТУ на виріб	ГСТУ 3-25-180-97
Номінальні параметри	16 МПа; 40с ⁻¹
Габаритні розміри, мм: - довжина l ₁ - ширина l ₂ - висота l ₃	143 146 159
Відстань від мікрофону до насосу, м	1
Місце встановлення насосу при випробуваннях	Стенд „Vsetin” виробництва Чехії, гідролaboratorія ВАТ „Гідросила”
Режим роботи при випробуваннях	Номінальний
Дані про простір для випробування	Цехове приміщення з обладнанням $\alpha_s=0,2$
Вимірювальна поверхня: - площа S, м ² - величина $10 \lg \frac{S}{S_0}$	6,28 8

Таблиця 2 – Засоби вимірювання

Характеристика	Найменування	
	шумомір	смуговий фільтр
Тип, марка	ВШВ – 003 (рис. 1)	Знаходиться в шумомірі
Межа вимірювання	25...140 дБА 35...140 дБ	16...8000 Гц
Похибка	±1 дБ	±1 %
Підприємство-виробник	ВО „Випроприбор”	м. Таганрог
Заводський номер	3583	
Характеристики, які використовуються	А; активний фільтр	63...8000 Гц
Стандарт на засіб вимірювання	ТУ 25-06.2527-83	

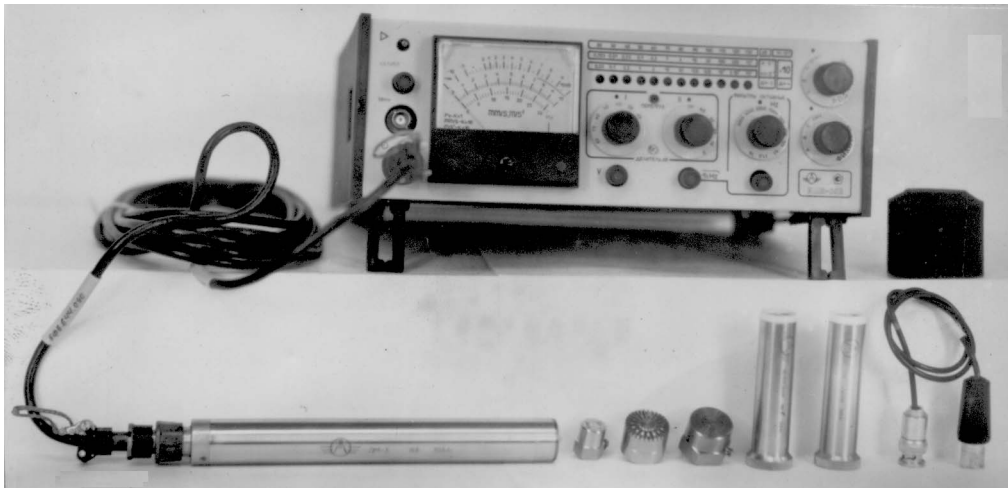
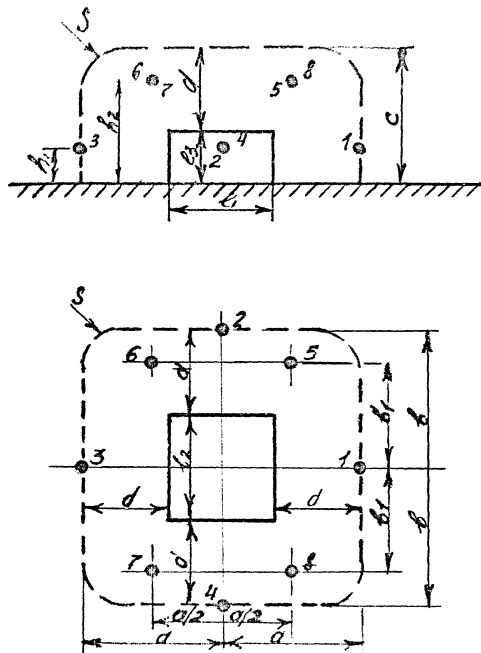


Рисунок 1 – Шумомір ВШВ-003

В якості вимірювання поверхні, яка оточує джерело шуму та закінчується на звуковідбивній площині, приймаємо напівсферу з $R=1\text{ м}$. Кількість вимірювальних точок на поверхні півсфери дорівнює 8.

Координати точок виміру показані на рисунку 2.



S- вимірювальна поверхня шуму; 1...8 – точки вимірювання; l_1, l_2, l_3 – розміри огинаючого джерела; a, b, c – розміри, що характеризують вимірювальну поверхню, $a=b=c=R=1\text{ м}$.

Рисунок 2 – Координати точок виміру

Розраховуємо площу вимірювальної поверхні за формулою:

$$S = 2\pi \cdot R^2, \quad (1)$$

де R – радіус півсфери, $R=1\text{ м}$.

Визначаємо шум насосу за загальним рівнем i в октавних випадках частот з середньгеометричними частотами від 63 до 8000 Гц.

Шумоміром вимірюємо сумарний рівень звукового тиску, дБ, $L_i(c)$, працюючих насосу та стенду в кожній вимірювальній точці, вказаній на рисунку 2.

Визначаємо середній рівень звукового тиску $L_m(c)$ дБ, працюючих насосу та стенду за формулою:

$$L_m(c) = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_i(c)}, \quad (2)$$

де $L_i(c)$ – звуковий тиск, дБ,

i – точка вимірювання;

n – кількість точок вимірювання, $n=8$.

Якщо значення $L_i(c)$ відрізняються не більше ніж на 5 дБ, розрахунок ведемо за формулою:

$$L_{m(c)} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i(c), \quad (3)$$

де $L_i(c)$ – звуковий тиск, дБ,

i – точка вимірювання;

n – кількість точок вимірювання, $n=8$.

Вимірюємо шум працюючого стенду без працюючого насосу. Шум працюючого стенду є перешкодою, що впливає на визначення шуму насосу.

Виміри рівня звукового тиску $L_i(n)$, дБ, перешкоди проводимо в тих же точках.

Знаходимо середній рівень звукового тиску перешкоди $L_m(n)$, дБ, за формулою (2) або (3).

Визначаємо різницю:

$$\Delta L = L_m(c) - L_m(n). \quad (4)$$

Визначивши різницю ΔL за монограмою, операції з децибелами, визначаємо відповідну поправку B [3].

Віднімаючи від сумарного середнього рівня звукового тиску $L_m(c)$ поправку B , знаходимо шуканий рівень шуму насосу з урахуванням перешкоди.

$$L'_{m(c)} = L_m(c) - B. \quad (5)$$

Розраховуємо постійну величину K , яка враховує вплив відбитого звуку дБ, або в рівнях звуку дБА.

Постійну K обчислюємо за формулою:

$$K = 10 \lg(1 + 4 \frac{S}{A}), \quad (6)$$

де S – площа вимірювальної поверхні, $S=6,28 \text{ м}^2$;

A – еквівалентна площа звукопоглинання в приміщенні, м^2 .

$$A = \alpha \cdot S_v, \quad (7)$$

де α – середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні, $\alpha=0,2$;

S_v – площа обмежувачих поверхонь в приміщенні, включаючи підлогу, m^2 .
Для нашого випадку:

$$A = 0,2 \cdot 300 = 60 \text{ м}^2.$$

Розраховуємо постійну K :

$$K = 10 \lg(1 + 4 \frac{6,8}{60}) = 10 \lg(1 + 0,41) = 10 \lg(1,41) = 1,492.$$

Приймаємо $K=1,5$.

Якщо постійна $K \leq 2$, то умови вільного поля відповідають вимогам стандарту.

Визначаємо різницю:

$$L''_{m(c)} = L'_{m(c)} - K. \quad (8)$$

Рівень звукової потужності за загальним рівнем або у випадках частот L_p , дБА або корегований рівень звукової потужності L_p , дБА обчислюємо за формулою:

$$L_p = L''_{m(c)} + 10 \lg \frac{S}{S_o}, \quad (9)$$

де $L''_{m(c)}$ - середній рівень звукового тиску з урахуванням поправок за загальним рівнем або у випадках частот, або середній рівень звуку на вимірювальній поверхні;

S - площа вимірювальної поверхні;

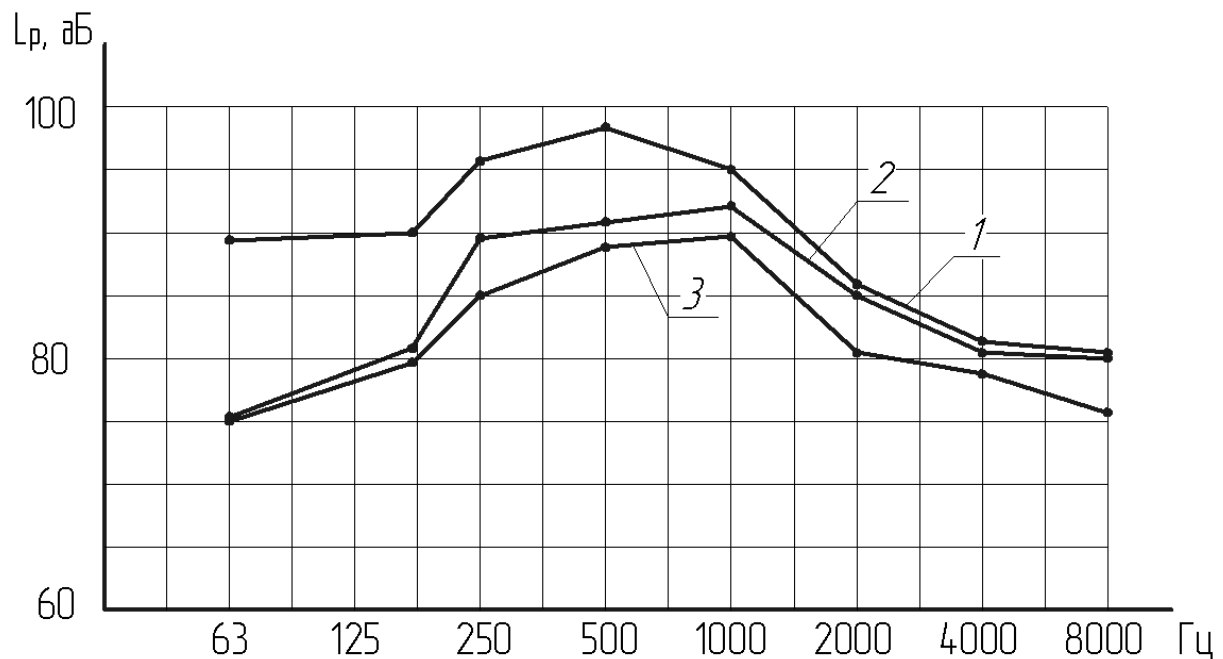
S_o - масштабний коефіцієнт, $S_o = 1 \text{ м}^2$.

За такою послідовністю проводимо вимірювання та обчислювання шуму насосу в активних смугах частот з середньгеометричними частотами, Гц: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000.

Результати визначення шумової характеристики насосу після стендової обкатки з використанням металоплакуючої робочої рідини наведені в таблиці 3 та на рис. 3.

Таблиця 3 – Порівняльна таблиця шумової характеристики насосу після стендової обкатки з використанням металоплакуючої робочої рідини

№ насосу	Величина рівня звукової потужності L_p , дБ в активних смугах з середньгеометричними частотами, Гц								Корегований рівень звукової потужності	Рівень звуку L_A , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Обкатаний за запропованою технологією	75	79	85	88	89	81	78	76	93	85
Обкатаний за серійною технологією	76	82	89	92	93	85	81	80	97	87,5
Норми по ГСТУ 3-25-180-97	89	90	96	97	95	86	83	81	99	89



1 – згідно ГСТУ 3-25-180-97; 2-обкатаного за серійною технологією; 3- обкатаний з використанням металоплакуючої робочої рідини

Рисунок 3 – Рівні звукової потужності L_p в активних смугах частот шестеренного насоса НШ 32А-3

Як показали випробування, шумові характеристики насосів після стенової обкатки з використанням металоплакуючої робочої рідини зменшуються на 4,2%.

Список літератури

1. Ю.Ф. Пономаренко. Испытание гидротрансформаторов.- М.: Машиностроение, 1969.-270с.
2. В.С. Дідковський, П.О. Маркелов. Шум і вібрація. – Київ: Вища школа, 1995-263с.
3. В.М. Сторожук Виробничі шуми, приладдя і шляхи зниження. Київ.: Основа, 2003. -382с.
4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

В статті изложена методика и результаты определения шумовой и вибрационной характеристики шестеренных насосов после стеновой обкатки с использованием металоплакирующей рабочей жидкости.

In the article a method and results of determination of noise and oscillation description of cog-wheel pumps is expounded after the stand rolling with the use of metal-placing of working liquid.

Вихровий метод фрезерування трапецоїдної різьби

Розглянута конструкція пристосування для фрезерування трапецоїдної різьби вихровим методом на ходових гвинтах канатоукладача лебідки. Дана конструкція пристосування підвищить продуктивність праці і дозволить знизити собівартість виробів.

фрезерування, вихровий метод, трапецоїдна різьба

Постановка проблеми. Нарізання трапецоїдної різьби на ходових гвинтах канатоукладача лебідки здійснюється спеціальними різцями. Даний метод нарізання різьб спеціальними різцями є трудомісткою операцією яку можуть виконувати тільки верстатники високої кваліфікації.

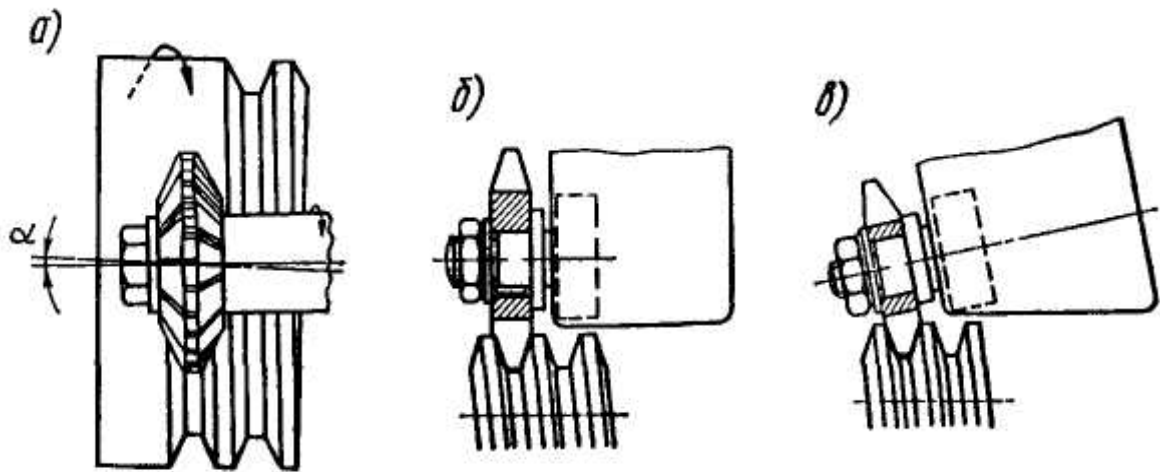
Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що у відомих матеріалах[1-4], що висвітлюють дану проблему, для нарізання трапецоїдної різьби на зовнішній поверхні ходових гвинтів застосовують спеціальні різці, які мають малу стійкість ріжучого інструмента. При цьому операція трудомістка та не дуже висока якість оброблюючої поверхні.

Невирішена раніше частина проблеми. Застосування даного методу нарізання різьби на практиці показало, що при механічній обробці поверхні утворюється коротка і товста стружка, а на поверхні різьби утворюється груба шорсткість, тобто необхідно виконувати чорнове і чистове нарізання різьби, що є проблематично для якісної обробки різьбової поверхні.

Мета статті – Для збільшення стійкості ріжучого інструмента та зменшення трудомісткості на виготовлення ходових гвинтів пропонується застосувати вихровий метод фрезерування різьби. Для даного методу фрезерування різьби пропонується конструкція пристосування з дисковою чотирьохрізцевою фрезою (два різці прорізають канавку, третій надає їй профіль різьби, четвертий зачищає поверхні різьби).

Викладення основного матеріалу. Одним із методів нарізання трапецоїдної різьби на ходових гвинтах – є вихровий метод нарізання твердосплавними різцями з використанням спеціального пристосування для механічної обробки. Фрезерування зовнішньої трапецоїдної різьби дисковими фрезами (або різцевими головками) – застосовується при вихровому фрезеруванні різьб з великим шагом і крупним профілем. Нарізання дисковою фрезою (або різцевою головкою) виконується за один прохід, а для дуже крупних різьб – за два або три проходи. Профіль фрези відповідає профілю різьби: вісь фрези розміщується по відношенню до вісі деталі під кутом α , рівному куту нахилу різьби (рис. 1а).

Дискові фрези застосовують симетричні (рис. 1б) або несиметричні (рис. 1в) в залежності від конструкції верстата[2-6].



а – зміщення вісі фрези і деталі, яка нарізається; б – фреза симетричного профілю;
в – фреза несиметричного профілю

Рисунок 1 - Схеми фрезерування трапеціїдної різьби дисковими фрезами

За базу взятий токарно-гвинторізний верстат моделі 165 доповнений наступними вузлами:

а) головка фрезерна - змонтована на поперечному супорті токарно-гвинторізного верстата, має обертовий шпindel, на котрому установлені електродвигун АО-52-6 (Потужність $P = 7,5 \text{ кВт}$; оберти $n = 960 \text{ хв}^{-1}$), суміжні шків і різцева головка[2];

б) привід головного руху шпинделя змонтований на кронштейні натяжного улаштування клинопасової передачі головного руху верстата, двигуном АО-41-6 ($n = 1000 \text{ хв}^{-1}$; $P = 5 \text{ кВт}$) через пружну муфту і двохступінчастий редуктор ЦДН-17,5-25-1 приводиться в обертання головний вал коробки швидкостей верстата;

в) змінні шестерні служать для отримання необхідного шагу гвинта.

Переміщення фрезерної головки в зону різання і виведення її здійснюється тільки при обертанні різцевої головки.

Фрезерування зовнішньої трапеціїдної різьби вихровим методом здійснюється слідуєчим чином. Деталь «Ходовий гвинт», на котрій повинна фрезеруватися різьба, закріплюється в центрах токарно-гвинторізного верстата. В процесі роботи деталь повільно обертається відповідно подачі. В спеціальному пристосуванні, установленому на супорті верстата, закріплюється спеціальна різцева головка з лівими та правими різцям и оснащеними твердосплавними пластинами. Оправка з різцевою головкою обертається від спеціального приводу через клинопасову передачу від електродвигуна пристосування і за кожний оберт обертаючої деталі при переміщенні різцевої головки уздовж вісі деталі на величину шага різьби на деталі буде утворюватися один виток різьби. При фрезеруванні трапеціїдної різьби головку повертають відносно вісі деталі на величину кута α підйому гвинтової лінії різьби.

Розглянемо визначення перехідної кривої при фрезеруванні трапеціїдної різьби обертовими головками (дисковими профільними фрезами), у котрих вісь установлена паралельно вісі деталі (див. рис. 2) [6].

Профіль гвинтової поверхні різьби складається із двох прямолінійних ділянок АВ і ВС. Точки контакту першої ділянки D_1 гвинтової поверхні і спряженої ділянки вихідної поверхні I_1 розміщується на характеристиці E_1 . На іншій суміжній ділянці D_2 поверхні різьби характеристикою буде лінія E_2 . При обертанні характеристики E_1 навколо вісі фрези створюється ділянка I_1 вихідної поверхні, а при обертанні E_2 – ділянка I_2 . Отже ми бачимо, що ділянки I_1 і I_2 пересікають одна одну. Нижче точки

m'' ділянки профілю вихідної поверхні зрізають одна іншу. В результаті частина гвинтової поверхні різьби, яка стикається зі зрізаними зонами вихідної поверхні, не буде оброблена і в западині різьби буде при фрезеруванні утворюватися перехідна поверхня. Гранична точка m'' пересічення профілів ділянки I_1 і I_2 при обертанні навколо вісі фрези пересікає характеристики E_1 і E_2 в точках K_1 і K_2 , котрі відповідають точкам N_1 і N_2 профілю деталі. Вище точок N_1 і N_2 буде утворений при фрезеруванні заданий профіль різьби, а нижче їх буде утворена перехідна поверхня з профілем n_1'' n_2'' [6].

Аналізуючи процес обробки різьби без перехідних кривих, робимо висновок, що потрібно вісь фрези установити в перетині N_1 перпендикулярно до гвинтової лінії перетину суміжних ділянок поверхні деталі. В цьому випадку точка B пересічення перерізу площиною NN і гвинтової приграничної лінії буде точкою характеристики, як для ділянки D_1 , так і для ділянки D_2 . Цей висновок обґрунтовується на тому, що нормалі до гвинтових поверхонь D_1 і D_2 в точці B будуть лежати в перерізі NN і пересікати вісь фрези, розміщену в тій же площині NN . Характеристики E_1 і E_2 будуть мати одну загальну нижню граничну точку B , на границі ділянок вони не будуть мати розриву, а отже ділянки I_1 і I_2 вихідних поверхонь обертання будуть стикатися один з одним без їх взаємного пересічення. При профілюванні, змінюючи положення фрези відносно деталі, добиваються її обробки з допустимими відхиленнями.

При вихровому фрезеруванні трапецієдної різьби швидкість різання, відповідає швидкості обертання дискової фрези, приймається в межах від 150 до 250м/хв, кругова подача береться від 0,2 до 0,6мм за один оберт дискової фрези.

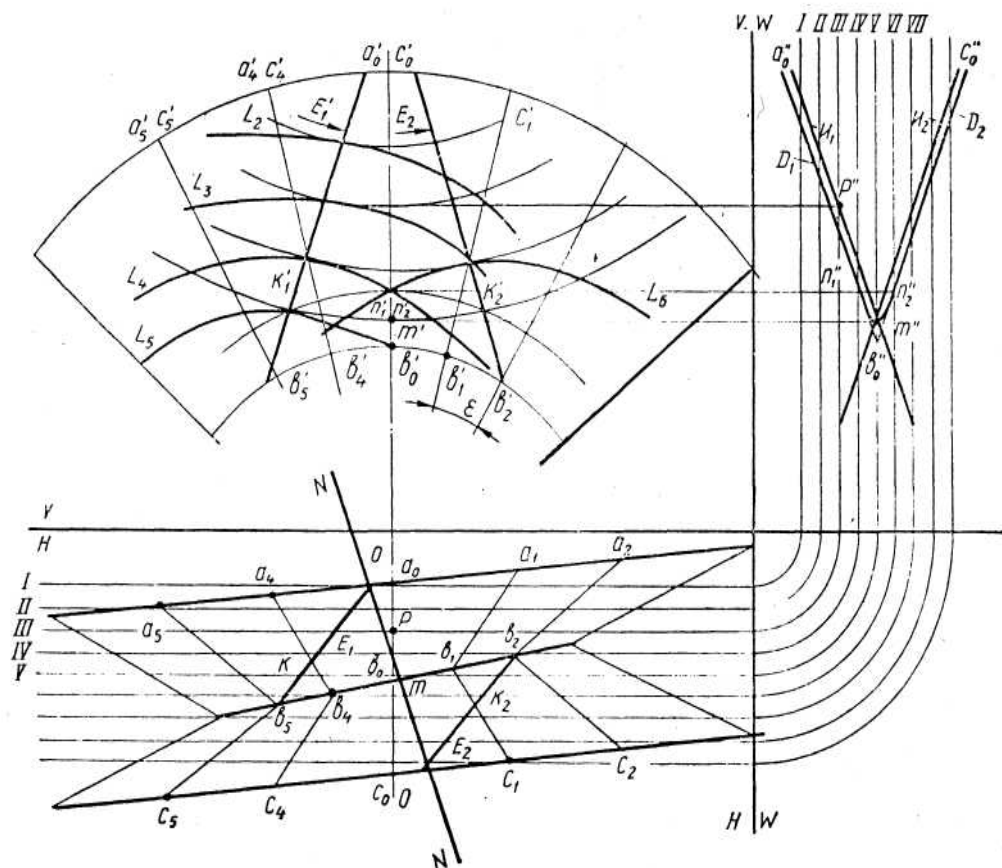
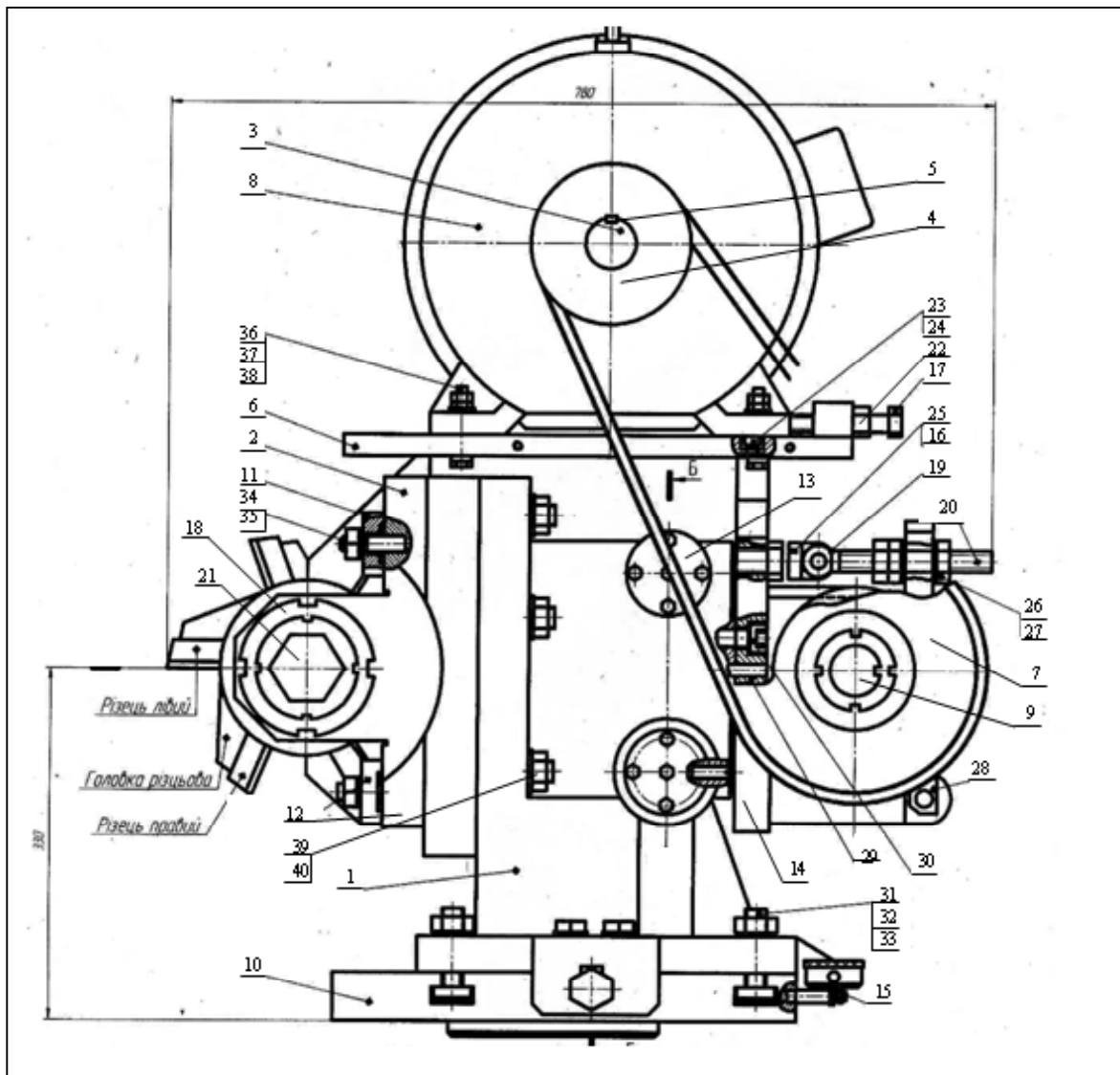


Рисунок 2 - Визначення перехідної кривої при фрезеруванні різьби спеціальною дисковою фрезою

Число обертів шпинделя заготовки $0,15...2,05 \text{ хв}^{-1}$, число обертів різцевої головки $510...2000 \text{ хв}^{-1}$. Шаг ходової різьби $2,5...112 \text{ мм}$, кут обертання різцевої головки $\pm 20^\circ$, потужність приводу різцевої головки $P = 5 \text{ кВт}$, потужність приводу обертання шпинделя $P = 7,5 \text{ кВт}$, найбільший діаметр і довжина оброблюючої деталі $\text{Ø}160 \times 2800 \text{ мм}$.



1-корпус; 2-кронштейн; 3-вал; 4-шків; 5-шпонка; 6-плити; 7-шків; 8-електродвигун; 9-вал; 10-плита; 11-кронштейн; 12-плита; 13-кришка; 14-кронштейн; 15-гвинт; 16-вуха; 17-гвинт; 18-гайка штопорна; 19-серга; 20-гвинт; 21-вал; 22-гайка штопорна; 23-болт М16; 24-гайка М16; 25-вухр; 26-гайка штопорна; 27-шайба; 28-вуха; 29-штіфт; 30-гвинт М10; 31-болт М18; 32-гайка М18; 33-шайба; 34-болт М16; 35-гайка М16; 36-болт М20; 37-гайка М20; 38-шайба; 39-болт М20; 40-гайка М20

Рисунок 3 - Пристосування для нарізки трапеції різьби

Визначення кругової подачі S_0 деталі в мм на один різець за один оберт різцевої головки здійснюється за формулою:

$$S_0 = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n}{n_p \cdot z_p}, \text{ мм/об},$$

де n_p - число обертів різцевої головки за хвилину

$$n_p = \frac{1000 \cdot v_p}{\pi \cdot D_p}, \text{ хв}^{-1},$$

де v_p - швидкість різання м/хв;

D_p - діаметр різцевої головки в мм;

Z_p - число різців, що установлені в різцевій головці ($Z_p = 2 \dots 4$);

i - число ходів ($i = 1$; якщо різьбу нарізають за один хід).

Основний (машинний) час фрезерування трапецієдної різьби дисковими фрезами (вихровим методом) визначається за формулою:

$$T_0 = \frac{(L_0 + L_{вр} + L_n)}{s \cdot n} \cdot i, \text{ хв.}$$

де L_0 - довжина ходової різьби в мм;

$L_{вр}$ - величина врізання ходової різьби в мм;

($L_{вр} = 1 \dots 2$ шага різьби в мм);

L_n - величина перебігу ходової різьби в мм;

($L_n = 1 \dots 2$ шага різьби в мм); S - шаг різьби в мм; n - число обертів деталі за хвилину.

Висновок: Застосування вихрового методу для фрезерування трапецієдної різьби на ходових гвинтах канатоукладачів дає можливість значно підвищити продуктивність праці і знизити собівартість виробів. При швидкісному фрезеруванні трапецієдної різьби вихровим методом використовується твердосплавним інструментом, що дає можливість збільшити швидкість різання. Підвищується якість оброблюючої поверхні. Режими обробки можна регулювати в широкому діапазоні. Полегшується і спрощується робота верстатника. Майже в 2 - 2,5 рази знижується трудомісткість при виготовленні ходових гвинтів. Дану операцію можуть виконувати верстатники низької кваліфікації.

Список літератури

1. Григурко І.О. Технологія машинобудування [Текст] : навч. посіб. / І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко – Львів : "Новий світ 2000", 2007. – 770 с.
2. Егоров М.Е. Технология машиностроения [Текст] : учебник для ВТУЗов / М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев – М. : Высшая школа, 1976. – 526 с.
3. Ковшов А.Н. Технология машиностроения [Текст] : учебник / А.Н. Ковшов – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с.
4. Справочник технолога-машиностроителя [Текст] : 2 тома / В.Б.Борисов., Е.И. Борисов; под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова [4-е изд. перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1985. – Т 1 – 656 с.; Т 2 - 496с.
5. Криворак М.М. Пристосування для нарізання ходових гвинтів : [Текст] / М.М. Криворак – Первомайськ : СКТБ "Бриг" 1980.– 15 с.
6. Родин П.Р. Металлорежущие инструменты [Текст] : навч. посіб. / П.Р. Родин – К.: "Вища школа", 1974. – 400 с.

Рассмотрена конструкция приспособления для фрезерования трапециидальной резьбы вихревым методом на ходовых винтах канатоукладчика лебедки. Данная конструкция приспособления повысит производительность труда и позволит снизить себестоимость изделия.

The construction adapted for milling trapezium-shaped carvings by the whirlwind method with the help of device for laying rope of the winch has been examined. This construction will increase the labour productivity and reduce the cost of the product.

О.С. Высоцкий, доц., канд. техн. наук, В.С. Надеин, доц., канд. техн. наук, А.В. Чернявский, доц., канд. техн. наук, В.В. Пукалов, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

К вопросу применимости метода ФАБДО при обработке чугунных блоков ДВС

В статье приведены некоторые результаты исследований размерной финишной обработки поверхности трения поршневых отверстий чугунного блока цилиндров ДВС методом ФАБДО. **трибология, триботехника, ФАБДО, хонингование, холодное деформирующее протягивание, Евро 5, шероховатость, неравножесткость**

Как известно, для обеспечения оптимальных, с точки зрения трибологии, параметров поверхностей трения, которые обеспечивают их работоспособность и надежность, недостаточно рациональной конструкции узла трения и корректного выбора материалов. Необходимо правильно изготовить эти детали, в случае необходимости подвергнуть их поверхностному либо объёмному упрочнению, нанести на них антифрикционные либо износостойкие покрытия. Необходимость такой обработки связана с тем, что процессы трения и износа определяются преимущественно геометрическими и физико-механическими характеристиками трущихся поверхностных слоёв деталей. Такие слои формируются при выполнении цикла технологических операций.

В данное время при размерной финишной обработке поверхностей трения поршневых ДВС применяется хонингование. Этот метод финишной абразивной обработки используют как в массовом производстве, так и при ремонтах в сетях сервисного обслуживания, в том числе при тюнинге двигателя. Хонингование используют обычно после растачивания.

При известных позитивных качествах хонингования, такая технологическая операция на современном уровне конструкции ДВС уже не обеспечивает ряд необходимых характеристик пары трения «цилиндр-поршень».

Так, шаржирование и внедрение в микропоры поверхности абразивных зерен не только снижает ресурс двигателя в целом. В двигателях с литровыми мощностями современного уровня усложняется достижение Евро 5, который вводится в 2009 г. в Евросоюзе, с 2014 г. планируется внедрение Евро 6.

Поэтому в триботехнике сейчас актуальны технологические методы безабразивной обработки – ФАПО, БУФО [1].

В настоящей статье представлены результаты работы, целью которой есть разработка и внедрение новой технологической финишной безабразивной размерной обработки малопластичных пористых материалов, например чугунов, из которых изготавливают блоки цилиндров ДВС.

Современный этап развития техники характеризуется ростом нагруженности и скорости протекания рабочего цикла машин. Поскольку нагруженность рабочего органа машины органически связана с нагруженностью кинематических пар, связывающих звенья кинематической цепи от двигателя к рабочему органу, то работоспособность всей машины определяется работоспособностью каждой кинематической пары.

Работоспособность кинематической пары зависит от комплекса показателей качества контактирующих поверхностей. Для скоростных и нагруженных пар трения, работающих в режиме граничного трения в агрессивной среде (например, таких как кинематическая пара, поршень – цилиндр ДВС) принято считать влияющими факторами опорную поверхность микропрофиля и маслостойкость поверхностей трения.

Однако следует заметить, что существующими методами окончательной обработки таких пар трения, хотя и удастся создать приемлемые параметры указанных показателей качества поверхностей трения, надежность работы соединения на длительное время не гарантируется.

Причиной этого является то, что в известных исследованиях таких пар трения не учитывается ряд факторов, влияющих на стабильность геометрии элементов поверхностей трения и физическая природа материалов звеньев кинематической пары.

Учитывается это, целью нашего исследования является разработка способа обработки поверхностей пар трения, работающих на высоких скоростях относительного движения с большими нагрузками в условиях агрессивной среды и граничного, или близкого к нему, трения.

Учитывая и то, что повышение надежности работы таких пар трения позволит улучшить их технические характеристики, что существенно, например, для ДВС, решение данной научно-технической задачи актуально для машиностроения.

В соответствии с целью исследования необходимо решить ряд частных задач. Среди первых необходимо провести анализ наиболее применяемых методов обработки поверхностей пар трения и применяемых для изготовления их звеньев материалов на предмет удовлетворения трибологических характеристик пар трения.

Система требований, предъявляемых к парам трения, таким как поршневые, плунжерные и др., среди прочих включает такие, как точность размеров, геометрической формы и соответствующая условиям работы микрогеометрия контактирующих поверхностей.

Последнее требование весьма важно, поскольку контактная жесткость, износостойкость и коррозионная стойкость существенно зависят не только от шероховатости поверхности. Эти показатели качества трущихся с большими нагрузками и скоростями в агрессивных средах поверхностей в большой мере зависят от микрорельефа этих поверхностей. Наиболее важными показателями микрорельефа нужно считать реальную опорную площадь и её оптимальное соотношение с емкостями для размещения смазки.

В настоящее время основным процессом обеспечения показателей качества нагруженных поверхностей трения является хонингование. Численная величина показателей качества обработки хонингованием зависит от многих структурных составляющих процесса. Основной составляющей процесса хонингования как технической системы есть кинематика движения каждого абразивного зерна брусков, так как обработанная поверхность содержит на себе следы пересекающихся траекторий их относительного движения.

Для классического хонингования угол между траекториями движения режущих зерен бруска в зависимости от соотношения скоростей вращения хона и его возвратно-поступательного движения равен в среднем 45° .

При таком положении траекторий – следов режущих зерен имеют место недостатки как технологического плана, так и эксплуатационного. Первый заключается в том, что режущие зерна совершают повторяющиеся траектории, что затрудняет управление процессом обработки. Второй недостаток в том, что для возвратно-поступательных пар трения на условие создания гидродинамического слоя смазки

между движущимися поверхностями оказывают влияние только проекция на нормаль к траектории зерна скорости возвратно-поступательного движения.

Для получения траекторий режущих зерен с более благоприятным расположением относительно вектора скорости движения звеньев пар трения и обеспечивающих управляемость качеством обработки необходимо усложнить количество формообразующих движений станка путем введения дополнительных осциллирующих движений [2,3].

Качество обработки значительно повышается при применении вершинного и плосковершинного хонингования. Особенностью этих способов хонингования является то, что процесс обработки включает две операции – предварительное и окончательное хонингование. Обработка на операции окончательного хонингования ведется в пределах исходной высоты микронеровностей, полученных на операции предварительного хонингования. Это означает, что погрешности формы поверхности, её размеры и другие специфические характеристики (маслоемкость поверхности) должны обеспечиваться на предварительной операции.

Кроме того, эти способы хонингования требуют применения специальных эластичных брусков.

Однако при относительной опорной длине профиля 70-80% при шероховатости $R_a = 0,15 \dots 0,20$ мкм глубина микронеровностей не превышает величины R_a . Вследствие этого, в процессе приработки маслоемкость поверхностей существенно уменьшается.

Анализ исследований работы пар трения свидетельствует о том, что не рассматривается взаимосвязь структуры материалов пары трения на триботехнические показатели её нагрузочной способности.

Такое состояние изучения свойств нагруженных скоростных пар трения нельзя признать удовлетворяющим возрастающие требования их эксплуатации. Поэтому задача повышения работоспособности пар трения должна решаться с учетом всех факторов, возникающих при их работе.

Анализ приведенных свойств хонингования, а также опыт эксплуатации хонингованных пар трения показывает, что, во-первых, целесообразно процессы образования опорной поверхности микропрофиля и масляных емкостей поверхности разъединить, и, во-вторых, необходимо масляные емкости поверхностей расположить перпендикулярно вектору относительной скорости их движения.

Одной из первых необходимо решить задачу по определению триботехнических свойств материалов звеньев пары трения с учетом применения для их обработки не только хонингования.

Из триботехники известны различные технологические способы повышения качества несущего слоя пары трения:

- понижение либо регуляризация параметров шероховатости, увеличение опорной длины профиля механическими либо электрофизическими методами; алмазно-абразивной обработкой и её разновидностями; электрохимическим полированием; выглаживанием и обкатыванием; сатинированием в процессе обработки металлическими щетками;
- формирование пленки либо слоя из высокопрочного, износостойкого или коррозионностойкого материала на подложке из материала-основы;
- замены химического состава поверхностного слоя основного материала вследствие его насыщения атомами материала – упрочнителя – поверхностным легированием;
- деформационного упрочнения воздействием на поверхностный слой основного материала концентрированными потоками энергии либо **обработкой поверхности пластическим деформированием**;

- термического упрочнения в результате локального термического воздействия на поверхностный слой основного материала;
- комбинацией перечисленных методов.

С точки зрения передовых технологий одним из путей улучшения экологичности ДВС до уровня Евро 5, снижения потребления ГСМ и повышения надежности и долговечности деталей цилиндра-поршневой группы является применение новых прогрессивных способов обработки, в частности, финишных антифрикционных безабразивных обработок – ФАБО, ФАБВО.

Использование метода деформирующего протягивания, известного благодаря работам Розенберга А.М., Чернявского А.И., Студенца С.Ф., Шейкина С.М., Надеина В.С. и др., позволяет существенно улучшить служебные характеристики ДВС.

Преимущества процесса деформирующего протягивания заключается в ряде факторов. Так, благодаря замене трудоемких чистовых операций – в частности, хонингования, операцией пластического деформирования, удается значительно снизить себестоимость финишной обработки блока. При этом исключается шаржирование поверхности трения, которое снижает ресурс и экологичность двигателя. Шаржирование и насыщение абразивом пор усложняет повышение литровой мощности ДВС, поскольку определяет нестабильность процесса воспламенения горючей смеси.

Разработанная авторами технология, согласно общепринятой классификации – ФАБДО – финишная антифрикционная безабразивная деформирующая обработка.

Авторами рассчитана оптимальная геометрия инструмента, разработана оригинальная оснастка, разработан и применен при деформировании специальный технологический реагент (ТРР). В совокупности это позволило качественно изменить параметры обработки и получить эффективную технологию оптимизации трибологии поверхности трения путем ***финишной антифрикционной безабразивной деформирующей обработки – ФАБДО.***

При ФАБДО отверстий неравножестких изделий из малопластичного материала, например, блоков цилиндров ДВС из серого чугуна, необходимо учитывать, помимо получения необходимой шероховатости обработки, ряда трибологических особенностей пористых поверхностей, также триботехнические аспекты взаимодействия инструмента и изделия и возникающие при этом структурные изменения на поверхности трения, например, наклеп.

Целью работы являлось:

- выяснение возможности обработки ФАБДО таких неравножестких чугунных изделий, как блок цилиндров ДВС (рис.1);
- определение ориентации маслоудерживающих канавок после ФАБДО относительно вектора скорости относительного движения в паре трения;
- распределение образования маслоудерживающего профиля и опорной поверхности между последовательными технологическими операциями.

ФАБДО блока цилиндров осуществлялось оригинальным инструментом на гидравлическом оборудовании. Отверстия блока предварительно обработаны растачиванием.

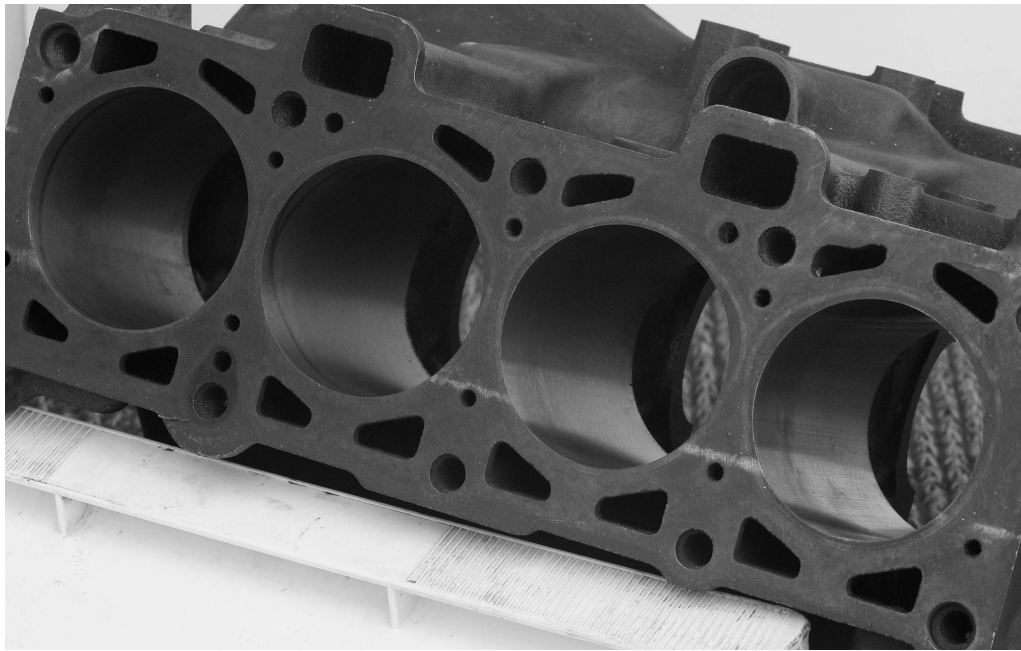


Рисунок 1 – блок цилиндров ДВС

Материал блока цилиндров, подвергавшийся ФАБДО – СЧ20, перлитная структура (рис. 2), НВ 120.

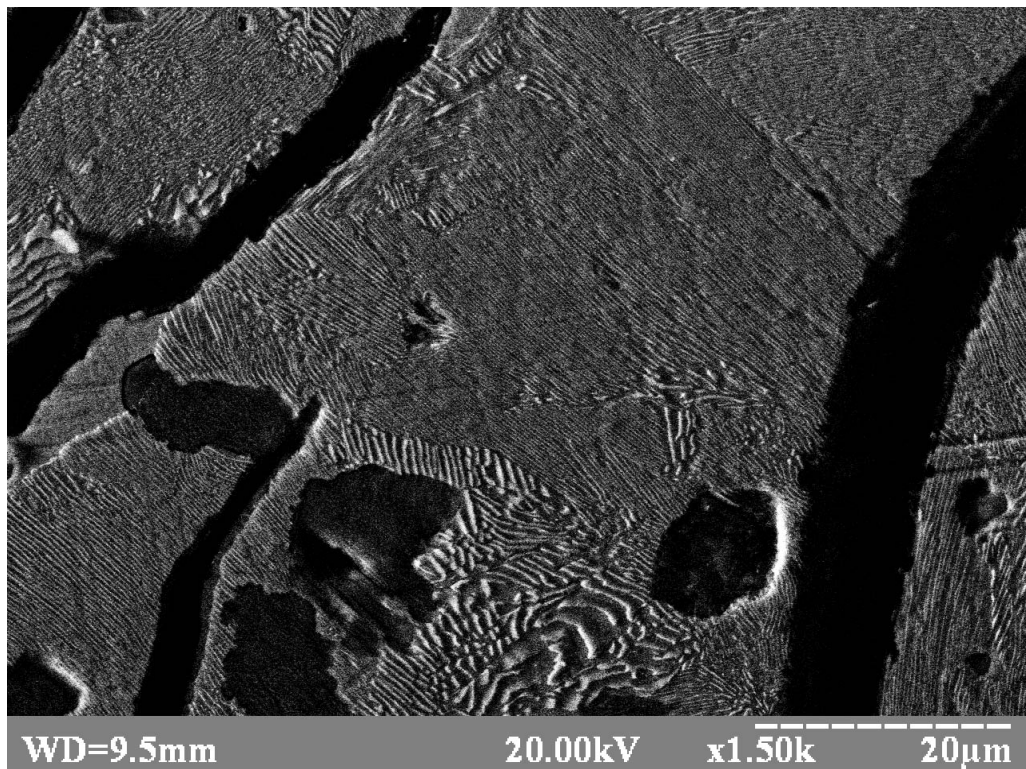
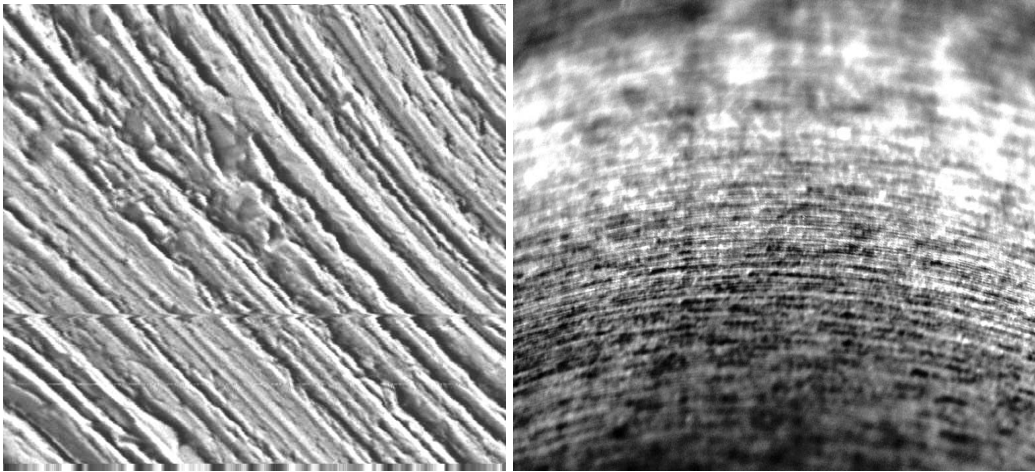


Рисунок 2 – Перлитная микроструктура СЧ 20



а

б

Рисунок 3 – Макроструктура поверхности трения после растачивания а) и после ФАБДО б) х200

Результатами работы показано, что макроструктура поверхности трения после растачивания и ФАБДО отличается от макроструктуры после растачивания и хонингования:

- ФАБДО неравножесткого изделия – блока цилиндров ДВС, не приводит к неравномерному деформированию отливки;
- макропрофиль маслоудерживающих канавок после ФАБДО направлен по нормали к вектору скорости взаимного перемещения пары трения в процессе эксплуатации;
- макропрофиль маслоудерживающих канавок формируется преимущественно растачиванием, а опорная поверхность – ФАБДО.

Список литературы

1. А.Высоцкий, В.Кропивный, В.Карпов, В.Карпов. Получение самосмазывающихся триботехнических материалов для машиностроения на основе газаров из белого чугуна// Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.– Вип. 13.– Кіровоград.- 2003. -С.222-229.
2. А. Высоцкий, В. Кропивный, В.Ю.Карпов, В.В.Карпов. Антифрикционные самосмазывающиеся материалы на основе газокристаллических композиций//Тези доповідей Міжнародї науково-технічної конференції “Машинобудування та металообробка – 2003”.– Кіровоград.- КДТУ, 17-19 квітня. -С.48-50.
3. Высоцкий, В.Кропивный, В.Ю.Карпов, В.В.Карпов Самосмазывающиеся подшипники для сельскохозяйственной техники// Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник.Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.– Кіровоград.– КДТУ, 2003.– Вип. 33. – С.229-233.

В статье приведены результаты исследований размерной обработки поверхности трения отверстия цилиндра двигателя внутреннего сгорания из серого чугуна методом ФАБДО и определение их трибологических параметров.

The article presents the results of studies of dimensional surface friction holes tsilinda internal combustion made of gray cast iron by FABDO and their tribological parameters.

Порівняльна характеристика екологічної безпеки і економічної ефективності експлуатації мікроавтобусів на різних видах палива

В статті представлена порівняльна оцінка експлуатації мікроавтобусів сімейства БАЗ за критеріями екологічної безпеки в міських умовах при роботі на бензині і газовому паливі.
мікроавтобус, паливо, екологія, нафтовий газ, економічна ефективність

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 наносить відчутну шкоду всьому живому і неживому. Внесок автотранспорту у забруднення атмосферного повітря в великих містах складає – 75...90 %. Найбільша частина цих витрат (до 65 %) пов'язано з процесами перевезення пасажирів мікроавтобусами і легковими автомобілями.

В даній ситуації поряд з удосконаленням конструкцій ДВЗ, технологій ТО і ПР, методів і засобів організації дорожнього руху, використання альтернативних більш екологічно чистих видів палива є одним з основних шляхів зниження негативного впливу автомобіля на екологію міста.

В якості основних альтернативних видів моторного палива широке застосування одержали зріджений нафтовий газ (пропан) (ЗНГ) і стислий природний газ (метан) (СПГ). Використання пропану-бутану на автомобілях в Україні зростає дуже високими темпами. Це зв'язано з багатьма перевагами ЗНГ, як моторного палива, перед бензином. Насамперед, це вартість: ціна на ЗНГ традиційно зберігається на рівні 50% від ціни на 95-й бензин і виробляється в Україні, на відміну від СПГ. Крім цього, ЗНГ володіє більше високим октановим числом і кращими екологічними й експлуатаційними властивостями. Що стосується встановлення на автомобілі в Україні метанових установок, то на сьогодні вони не дуже популярні через три фактори. По-перше, ціна метан повністю залежить від експорту з Росії й постійно зростає. По-друге, газове обладнання для СПГ дуже дороге, в основному через дефіцитні балони під метан, які повинні витримувати тиск понад 200 атмосфер. По-третє, балони істотно зменшують вантажопідйомність автомобіля, отже, якщо і варто встановлювати СПГ, то лише на вантажні автомобілі і мікроавтобуси.

Для того щоб відповісти на питання, наскільки ефективним є використання альтернативних видів палива в плані оздоровлення атмосфери міст, проведемо оцінку екологічної небезпеки мікроавтобуса БАЗ-2215, що здійснює пасажирські перевезення в умовах міста Кіровограда (середньодобовий пробіг становить близько 180 км), на бензині А-92, ЗНГ і СПГ.

Виберемо методику проведення оцінки. Так, для оцінки екологічної безпеки транспортних засобів використовують питомі показники токсичності відпрацьованих

газів (ВГ) - кількість викидів і-ої шкідливої речовини з ВГ в атмосферу. При проведенні випробувань автомобілів на бігових барабанах питомий показник виражається в одиницях маси і-ої шкідливої речовини (ШР) на одиницю пройденого шляху (г/км) або на одне випробування (г/вип), а при проведенні випробувань ДВЗ на моторному стенді - в одиницях маси і-ої ШР на одиницю виконаної транспортної роботи (г/кВт·г). Подібний підхід може привести до необ'єктивної оцінки, тому що тільки за масовими характеристиками кожної домішки неможливо скласти реальної картини екологічної небезпеки автомобіля. Це пов'язано насамперед з тим, що до складу ВГ входить безліч домішок, які мають різні кількісні й токсичні характеристики і відносяться до різних класів небезпеки.

Критерії екологічної небезпеки автомобіля, засновані на комплексній характеристиці екологічної небезпеки ВГ - категорії шкідливості автомобіля (КША), позбавлені цього недоліку, тому що КША характеризує одночасно кількість викидів всіх домішок, що входять до ВГ, а також їх клас небезпеки і токсичність, що розраховується за формулою, м³/с:

$$KША = \sum_{i=1}^n KНД_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{ГПК_i} \right)^{\alpha_i}, \quad (1)$$

де $KНД_i$ - категорія небезпеки і-тої домішки, м³/с;

M_i - кількість викидів і-тої домішки, г/с;

$ГПК_i$ - максимально-разова гранично припустима концентрація і-ої домішки, г/м³;

α_i - безрозмірна константа, яка дозволяє співвіднести класи небезпеки і-ої речовини та діоксиду сірки (III клас небезпеки);

n - кількість шкідливих домішок у ВГ.

Критерій екологічної небезпеки автомобіля $K_{e.n.a}$ дозволяє судити про відповідність автомобіля стандартним вимогам екологічної безпеки:

$$K_{e.n.a} = \frac{KША}{KША_{евро}}, \quad (2)$$

де $KША$ - категорія шкідливості досліджуваного автомобіля, м³/с;

$KША_{евро}$ - категорія шкідливості автомобіля, що задовольняє самим жорстким діючим нормам на викиди (на сьогоднішній день це ЕВРО-4), м³/с.

Досліджуваний автомобіль і "автомобіль-еталон" належать до одного класу й випробовуються в рамках одного дослідного циклу, що дозволяє порівнювати їх за умови виконання ними однакової транспортної роботи. Однак $K_{e.n.a}$ не може виступати в якості критерію для оцінки впливу виду палива на екологічну небезпеку автомобіля. Для цього нами пропонується критерій екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива Π :

$$\Pi = \frac{KША_j}{KША_n}, \quad (3)$$

де $KША_j$ - категорія шкідливості досліджуваного автомобіля, що працює на j -му альтернативному виді палива, м³/с;

$KША_n$ - категорія шкідливості досліджуваного автомобіля, що працює на базовому паливі, м³/с.

Досліджуваний автомобіль на j -му альтернативному й базовому видах палива випробовується в рамках одного дослідного циклу (ЄВРО). З рівняння (3) бачимо, що якщо $\Pi < 1$, то при переведенні ДВЗ на j -ий альтернативний вид палива екологічна небезпека автомобіля знижується (ДВЗ екологічно пристосований до j -го

альтернативного виду палива) у порівнянні з базовим паливом. Якщо $T > 1$, то j -ий альтернативний вид палива, навпаки, збільшує екологічну небезпеку автомобіля (ДВЗ екологічно не пристосований до j -го альтернативного виду палива).

Критерій екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива (Π) може виступати в якості уточнюючого коефіцієнту при розрахунку рівня екологічної небезпеки автомобіля, переобладнаного для роботи на альтернативному виді палива:

$$K_{e.n.a}^j = \Pi \cdot K_{e.n.a}^o, \quad (4)$$

де $K_{e.n.a}^j$ - рівень екологічної небезпеки автомобіля, що працює на j -му альтернативному виді палива;

Π - рівень екологічної пристосованості ДВЗ до j -го альтернативного виду палива;

$K_{e.n.a}^o$ - рівень екологічної небезпеки автомобіля, що працює на базовому паливі.

На основі нормативів ЄВРО за рівняннями (1-4) нами визначені можливі рівні екологічної небезпеки автомобілів і екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива (таблиця 1).

Таблиця 1 - Значення рівня екологічної небезпеки автомобілів і пристосування ДВЗ до альтернативного палива

ЄВРО	Значення $K_{e.n.a}$	Рівень небезпеки транспортного засобу	Значення Π	Рівень пристосування ДВЗ
0	>30	надзвичайно шкідливий	>1,0	не придатний
I	10...30	високо шкідливий	0,35...1,0	мало придатний
II	3...10	помірно шкідливий	0,10...0,35	помірно придатний
III	1...3	мало шкідливий	0,03...0,10	високо придатний
IV	<1	не шкідливий	<0,03	досконало придатний

Проведемо оцінку екологічної небезпеки мікроавтобуса БАЗ-2215, що працює на бензині А-92 (базове паливо), ЗНГ і СПГ, за описаними вище критеріями. Значення розглянутих параметрів представлені в таблицях 2, 3.

Таблиця 2 - Комплексні характеристики екологічної небезпеки відпрацьованих газів мікроавтобуса БАЗ-2215 на бензині А-92, ЗНГ і СПГ

Вид палива	Категорія шкідливості речовин						Категорія шкідливості автомобіля КША	
	СО		СН		NO _x			
	м ³ /с	%	м ³ /с	%	м ³ /с	%	м ³ /с	%
А-92	13,0	1,73	5,5	0,73	733,1	97,54	751,6	100
ЗНГ	8,5	1,24	3,3	0,48	673,2	98,28	685,0	100
СПГ	5,3	1,21	4,7	1,07	427,7	97,72	437,7	100

Таблиця 3 – Оцінка мікроавтобуса БАЗ-2215 який працює на бензині А-92, ЗНГ і СПГ по критеріям екологічної небезпеки

Вид палива	Значення $K_{e.n.a}^j$	Рівень екологічної небезпеки АТЗ	Значення Π	Рівень екологічного пристосування ДВЗ до альтернативних видів палива	Значення $K_{e.n.a}^o$
А-92	25	високо небезпечні	1,0	-	25
ЗНГ	22	високо небезпечні	0,9	мало пристосований	25
СПГ	15	високо небезпечні	0,55	мало пристосований	25

Проаналізувавши комплексні характеристики екологічної небезпеки ВГ мікроавтобуса БАЗ-2215, що працює на бензині і ГМП (таблиця 2), можна із впевненістю стверджувати, що найнебезпечнішою домішкою є оксиди азоту (97,54...98,28% КША), масовий вміст яких у ВГ не настільки великий (18,2...24,3% M_2). Внески інших домішок у формування екологічної небезпеки автомобіля, що працює на різних видах палива, можна визнати малозначимими (менше 10% КША).

Таким чином, мікроавтобус БАЗ-2215 при роботі на одному з розглянутих видів палива відноситься до високо небезпечних джерел викидів ($K_{e.n.a}^j = 15...25$). Але переведення ДВЗ автомобіля БАЗ-2215 на стислий природний газ, до якого двигун екологічно мало пристосований ($T=0,55$), дозволяє знизити екологічну небезпеку розглянутого автомобіля в 1,8 рази; на зріджений нафтовий газ, до якого двигун також екологічно мало пристосований ($T=0,9$), - в 1,1 рази в порівнянні з базовим паливом - бензином А-92.

Якщо виходити з екологічних позицій використання ГМП цілком очевидне, то економічна доцільність переобладнання на газове паливо при сформованих умовах (відсутністю стимулювання використання альтернативних видів палива, законів і політичних програм) залишається головним питанням. Для того щоб відповісти на нього, проведемо оцінку економічної ефективності експлуатації мікроавтобуса БАЗ-2215, що працює на бензині і ГМП, з розрахунком показників порівняльної економічної ефективності, що включає розрахунок необхідних капітальних вкладень, економію експлуатаційних (поточних) витрат, строки окупності капітальних вкладень і річного економічного ефекту. При цьому необхідно врахувати вплив наступних факторів, які виникають при переобладнанні ДВЗ на ГМП: зниження собівартості моторного палива; зниження експлуатаційних витрат за рахунок збільшення моторесурса й міжремонтних пробігів двигуна, а також зниження витрат моторного мастила; зменшення забруднення навколишнього середовища.

Суми капітальних вкладень $K_{вкл}$ у переобладнання мікроавтобуса БАЗ-2215 для роботи на ГМП приведені в таблиці 4.

Таблиця 4 – Капітальні вкладення в переобладнання мікроавтобуса БАЗ-2215 для роботи на ГМП

Найменування показників	Вид палива	
	ЗНГ	СПГ
Вартість комплекту газового обладнання	2650	6600
Вартість монтажу і налагодження	350	400
Транспортні витрати	195	415
Всього, грн.	3195	7415

Економія поточних (експлуатаційних) витрат за рік при експлуатації мікроавтобуса БАЗ-2215 на ГМП визначається економією витрат на паливо (таблиця 5), зменшеної на розмір додаткових експлуатаційних витрат, пов'язаних з амортизацією, технічним обслуговуванням і поточним ремонтом газобалонного обладнання (таблиця 6).

Плата за припустимі викиди забруднюючих речовин в атмосферу від пересувних джерел визначається за формулою:

$$P_g = K_{e.c.p} \cdot K_{e.c.m} \cdot \sum_{j=1} (Q_j \cdot \gamma_j), \quad (5)$$

де P_g - плата за припустимі викиди забруднюючих речовин в атмосферу від пересувних джерел, грн.;

$K_{e.c.p}$ - коефіцієнт екологічної ситуації району;

$K_{e.c.m}$ - корегуючий коефіцієнт екологічної ситуації міста Кіровограда;

Q_j - кількість j -го виду палива, витраченого пересувним джерелом за звітний період, т;

γ_j - питома плата за припустимі викиди забруднюючих речовин, що утворюються при використанні 1 тони (1 тис. м³) j -го виду палива, грн./т. (грн./тис. м³).

Результати розрахунку річної плати за забруднення атмосферного повітря одним мікроавтобуса БАЗ-2215 наведені в таблиці 7.

Таблиця 5 – Витрати на паливо для одного мікроавтобуса БАЗ-2215 за рік

Найменування показників	Базова модель БАЗ-2215 бензин (А-92)	Газобалонна модель БАЗ-2215	
		ЗНГ	СПГ
Середньодобовий пробіг, км	180	180	180
Витрата палива, л/100 км (м ³ /100 км)			
літня норма	16	20	16
зимова норма	17,3	21,6	17,3
Річна витрата палива, л/100 км (м ³ /100 км)	10120	12643	10120
літня норма	5760	7200	5760
зимова норма	4360	5443	4360
Витрата бензину під час пуску в зимовий період, л	-	84	42
Ціна 1 л (м ³) палива	5,68	2,2	3,5
Витрати на паливо за рік, грн.	57481,6	28291,72	36670,56
Річна економія в порівнянні до бензину, грн.	-	29190,0	20811,0

Таблиця 6 – Допоміжні експлуатаційні витрати на рік для однієї газобалонної моделі мікроавтобуса БАЗ-2215

Найменування показників	Вид палива	
	ЗНГ	СПГ
Річний пробіг, км	61200	61200
Капітальні вкладення в переобладнання мікроавтобуса, грн.	3195,0	7415,0
Норма амортизації, % на 1000 км.	0,21	0,21
Річна сума амортизаційних відрахувань, грн.	671,0	1557,0
Витрати на ТО і ремонт газобалонного автомобіля, грн.	180,0	390,0
Додаткові експлуатаційні витрати за рік, грн.	851,0	1947,0

Річна сума економії поточних (експлуатаційних) витрат E складається з економії на паливі, економії на платі за забруднення атмосферного повітря за винятком додаткової суми експлуатаційних витрат, пов'язаних з амортизацією, технічним обслуговуванням і поточним ремонтом газобалонного встаткування (таблиця 8).

Строк окупності капітальних вкладень $T_{ок}$ в переустаткування автомобіля визначається за формулою:

$$T_{ок} = \frac{K_{ск}}{E} \quad (4)$$

Річний економічний ефект E_p від експлуатації одного мікроавтобуса БАЗ-2215 на газовому моторному паливі визначається за формулою:

$$E_p = E - E_n \cdot K_{ск} \quad (4)$$

де E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_n=0,15$).

Таблиця 7 – Річна плата за забруднення навколишнього середовища одним мікроавтобусом БАЗ-2215 в місті Кіровограді

Найменування показників	Базова модель БАЗ-2215 бензин (А-92)	Газобалонна модель БАЗ-2215	
		ЗНГ	СПГ
Коефіцієнт екологічної ситуації району		1,25	
Корегуючий коефіцієнт екологічної ситуації в умовах міста Кіровограда		1,35	
Проіндексований коефіцієнт збору у поточному році за допустимі викиди забруднюючих речовин, які утворюються при використанні 1 тони (1 тис. м ³) j-го виду палива, грн./т. (грн./тис.м ³)	22,66	22,66	11,33
Річна витрата палива, л/100 км (м ³ /100 км)	10120	12643	10120
Витрата бензину під час пуску в зимовий період, л	-	84	42
Плата за забруднення навколишнього середовища одним мікроавтобусом за рік, грн.	387	486	194
Річна економія на платі за забруднення навколишнього середовища одним мікроавтобусом за рік, грн.	-	-99	193

Таблиця 8 – Економічна ефективність експлуатації одного мікроавтобуса БАЗ-2215 на ГМП в міських умовах

Найменування показників	Базова модель БАЗ-2215 бензин (А-92)	Газобалонна модель БАЗ-2215	
		ЗНГ	СПГ
1. Середньодобовий пробіг, км	180	180	180
2. Витрати на паливо за рік, грн.	57481,6	28291,72	36670,56
3. Допоміжні експлуатаційні витрати для газобалонної моделі за рік, грн.	-	851,0	1941,0
4. Плата за забруднення навколишнього середовища одним мікроавтобусом за рік, грн.	387	486	194
5. Економія експлуатаційних витрат за рік, грн.	-	28240,0	19063,0
6. Капітальні вкладення в переобладнання мікроавтобуса, грн.	-	3195	7415
7. Строк окупності затрат на переобладнання мікроавтобуса, міс.	-	1,35	4,7
8. Допоміжний річний економічний ефект від експлуатації мікроавтобуса на газовому моторному паливі, грн.	-	27760,0	17950,0

Результати розрахунку показників економічної ефективності наведені в таблиці 8.

Таким чином, експлуатація одного мікроавтобуса БАЗ-2215 на ГМП у порівнянні з бензином А-92 забезпечує додатковий річний економічний ефект у розмірі 27760,0 грн. при використанні ЗНГ і 17950,0 грн. при використанні СПГ. Строк окупності витрат на оснащення мікроавтобуса газобалонним устаткуванням становить від 1,35 до 4,7 місяців.

Отже, переведення ДВЗ автомобіля БАЗ-2215 з бензину А-92 на СПГ дозволяє знизити його екологічну небезпеку в 2 рази. Додатковий економічний ефект від використання ЗНГ в 1,5 рази вище, ніж від використання СПГ. Отже, заміщення нафтових моторних палив газовими є екологічно й економічно виправданою. Причому найбільш перспективним напрямком варто вважати використання нафтового газу як палива, так як воно виготовляється в Україні, а природний газ, хоч і є екологічно небезпечним, але постачається з Росії і тому неможливо спрогнозувати його вартість і об'єми поставок для задоволення потреб автомобільного транспорту.

Список літератури

1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. – К.: Знання-Прес, 2007. – 610 с.
2. А.Н. Тетиор. Городская экология. Издательство "Академия" 2006 – 336с.
3. Луканин В.Н., Трофименко Д.В. Промышленно-транспортная экология.: Учебник для вузов. Высшая школа, 2001 – 273 с.
4. Павлова Е.М. Экология транспорта. Учебник для вузов. Высшая школа, 2005 – 344 с.

В статті представлена порівняльна оцінка використання мікроавтобусів родини БАЗ за критеріями екологічної безпеки в міських умовах при роботі на бензині і газовому паливі.

In the article the comparative estimation of the use of petrol and gas fuel is presented on the example of minibuses of family of BAZ on the criteria of ecological safety in city terms.

Проектування оптимальних форм пальців та втулок

В статті описана методика проектування пальців та втулок, основана на застосуванні методу ітерацій.

палець, втулка, навантаження, епюра, метод ітерацій, зовнішня поверхня, внутрішня поверхня

В машинах та механізмах деталі типу втулок, пальців, як правило, знаходяться під впливом складного опору. Значна частина таких деталей здійснює плаваючі зворотно-поступальні рухи та зворотно-обертальні рухи навколо власної осі [1], [2].

Задача проектного розрахунку при складному опорі викликає ряд суттєвих труднощів. Це пов'язано з тим, що одночасне врахування всіх внутрішніх силових факторів, діючих в поперечних перетинах деталей, дає рівняння з кількома невідомими геометричними характеристиками.

Для спрощення розв'язку, на першому етапі спочатку нехтують частиною силових факторів, або діють методом послідовних спроб, поступово досягаючи виконання умови міцності [1], [2].

В даній роботі пропонується методика проектного розрахунку означених вище деталей, яка основана на застосуванні методу ітерації [3]. При цьому легко встановлюється алгоритм врахування будь-якої кількості діючих факторів.

Застосування ЕОМ дає можливість швидко розв'язувати складні рівняння.

Методика більш ефективна для стержнів з одним визначальним розміром поперечного перетину при усіх видах складного опору.

Етапи пропонованої методики проектного розрахунку.

1. Встановлення можливих діючих зовнішніх силових факторів та складання розрахункової моделі. Визначення виду складного опору.

2. Встановлення можливих виникаючих внутрішніх силових факторів.

3. Складання рівнянь Хевісайда для неперервного визначення внутрішніх силових факторів по довжині деталі та побудови їх епюр (наприклад, застосовується програмний пакет MathCAD).

4. Складання ітераційного рівняння для визначення неперервних розмірів поперечних перетинів по довжині деталі.

5. Побудова епюри неперервних розмірів поперечних перетинів (тобто, поздовжнього профілю деталі).

Комп'ютерна обробка розрахунків за вказаною методикою дозволила авторам удосконалити форми поршневого пальця двигунів внутрішнього згоряння, що захищено патентами [4], [5], [6].

Наглядну реалізацію етапів пропонованої методики на даному етапі досліджень можна продемонструвати на прикладі проектування раціонального поршневого пальця сучасного двигуна ВАЗ-2112.

Аналіз показує, що в діючих двигунах застосовують такі конструкції поршневих пальців (рис. 1), [1].

Поршневі пальці автомобільних ДВЗ поділяються на три класи. Для ВАЗ-2112 розміри по класам складають:

$L = 80$ мм;
 $D_1 = 21,978 \div 21,982$ мм;
 $D_2 = 21,982 \div 21,986$ мм;
 $D_3 = 21,976 \div 21,990$ мм;
 Форма – рис.1 а, в.

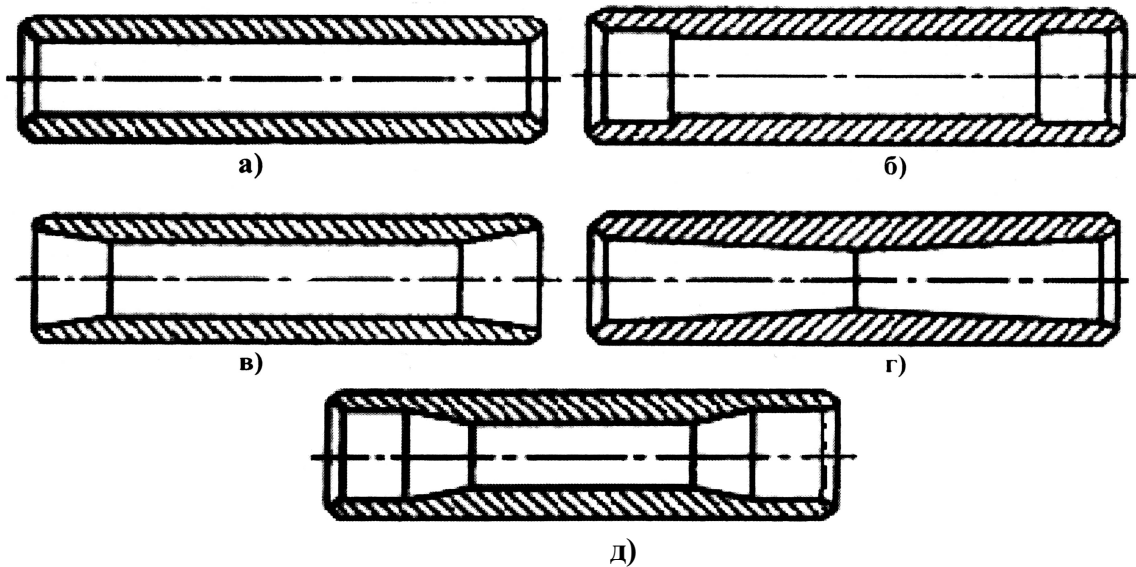


Рисунок 1 – Існуючі конструкції поршневих пальців ДВЗ ([1], рис. 107)

Довідка [1]:

а) поршневі пальці виготовляють з вуглецевих сталей 15 і 20, або з легованих сталей 15ХМ, 38ХА, 12ХН3А, 18Х2Н4МА для форсованих двигунів;

б) допустимі нормальні напруги для вуглецевих сталей $\sigma_{adm} = 120 \div 150$ МПа; для легованих – $\sigma_{adm} = 300 \div 500$ МПа;

в) допустимі дотичні напруги для вуглецевих сталей $\tau_{adm} = 50$ МПа; для легованих – $\tau_{adm} = 120 \div 250$ МПа.

Практична реалізація етапів методики.

1-й етап.

- Розрахункове зовнішнє максимальне навантаження на поршень – P (тиск газів та сили інерції).

- Ділянки поршневого пальця

$$L = 2a + b + 2\delta, \quad (1)$$

тут:

a – ділянка під бобишки поршня;

b – ділянка під головку шатуна;

δ – зазор між бобишкою та головкою шатуна.

Прийнята розрахункова схема (модель) наведена на рис. 2 (з урахуванням рекомендацій [1]).

- Складові зовнішні навантаження на ділянках поршневого пальця

$$\sum Z = 0 \quad R_{III} - 2 \cdot R_{\delta} = 0$$

$$R_{III} - 2 \cdot R_{\delta} = P, \quad (2)$$

$$R_{III} = P, \text{ тоді розподілене по довжині } q_{III} = \frac{R_{III}}{b} = \frac{P}{b}, \quad (3)$$

$$R_{\delta} = \frac{P}{2}, \quad R_{\delta} = \frac{1}{2} \cdot q \cdot a, \text{ звідки } q_{\delta} = \frac{2 \cdot R_{\delta}}{a} = \frac{2 \cdot P}{2 \cdot a} = \frac{P}{a}. \quad (4)$$

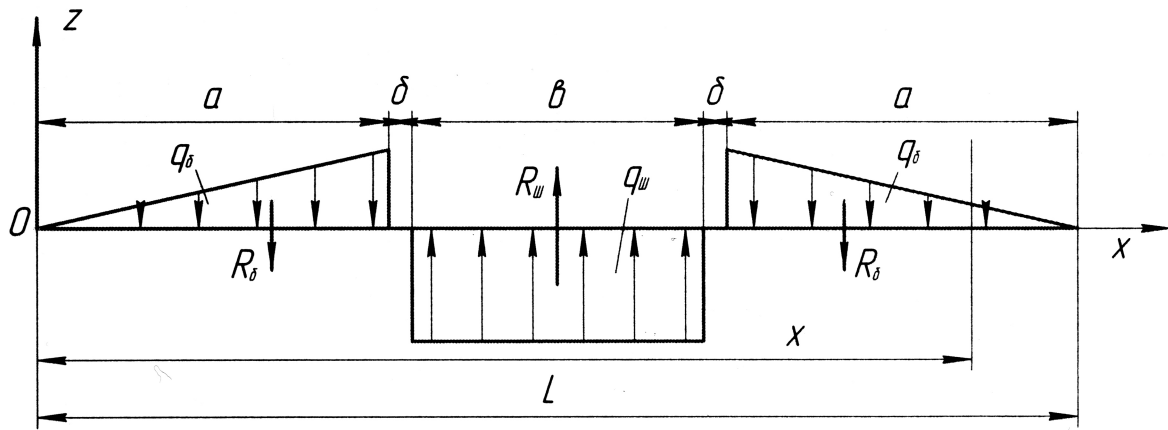


Рисунок 2 – Розрахункова схема (модель)

- Закон зміни зовнішніх навантажень обґрунтований в ([1], рис. 108).

Оберемо наступні дані для розрахунків.

Зовнішній діаметр поршневого пальця

$$D = 21,99 \text{ мм} = 2,199 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Допустима нормальна напружка на поршень

$$\sigma_{adm} = 150 \text{ МПа} = 150 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Зовнішнє максимальне навантаження на поршень

$$P = 15 \text{ кН} = 15 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Ділянка під головку шатуна

$$b = 30 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Ділянки під бобишки

$$a = 24 \text{ мм} = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Зазори між головкою шатуна і бобишками

$$\delta = 1 \text{ мм} = 0,1 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Довжина поршневого пальця

$$L = 2 \cdot 24 + 30 + 2 \cdot 1 = 80 \text{ мм} = 8,0 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Поршневий палець знаходиться в умовах дії складного опору-згину зі зсувом (зрізом).

2-й етап. З розрахункової моделі (рис.2) видно, що в поперечних перетинах пальця діють внутрішні поперечні (зсуваючі) сили $Q(x)$ та згинальні моменти $M(x)$.

3-й етап. Для комп'ютерної обробки даних та застосування програмного пакета MathCAD складають рівняння Хевісайда.

Умовні позначки:

$$qsh := \frac{P}{b} \quad qsh = 5 \cdot 10^5 \text{ kg s}^{-2},$$

$$qbb := \frac{P}{a} \quad qbb = 6,25 \cdot 10^5 \text{ kg s}^{-2},$$

$$L := 2a + b + 2\delta \quad L = 0,08 \text{ м,}$$

$$q'b(x) := \frac{x}{a} \cdot qbb \quad q''b(x) := \frac{L-x}{a} \cdot qbb;$$

$$Q'(x) := \frac{-1}{2} \cdot q'b(x) \cdot x \cdot \Phi(x) + qbb \cdot (x-a) \cdot \Phi(x-a) + \frac{1}{2} \cdot (q'b(x) - qbb) \cdot (x-a) \cdot \Phi(x-a);$$

$$Q''(x) := qsh \cdot (x-a-\delta) \cdot \Phi(x-a-\delta) - qsh \cdot (x-a-b-\delta) \cdot \Phi(x-a-b-\delta);$$

$$Q'''(x) := -\frac{(qbb - q''b(x)) \cdot (x-a-b-2\delta) \cdot \Phi(x-a-b-2\delta) - q''b(x) \cdot (x-a-b-2\delta) \cdot \Phi(x-a-b-2\delta)}{2};$$

$$M'(x) := \frac{-1}{6} \cdot q'b(x) \cdot x^2 \cdot \Phi(x) + qbb \cdot \frac{(x-a)^2}{2} \cdot \Phi(x-a) + \frac{1}{6} \cdot (q'b(x) - qbb) \cdot (x-a)^2 \cdot \Phi(x-a);$$

$$M''(x) := \frac{1}{2} \cdot qsh \cdot (x-a-\delta)^2 \cdot \Phi(x-a-\delta) - \frac{1}{2} \cdot qsh \cdot (x-a-b-\delta)^2 \cdot \Phi(x-a-b-\delta);$$

$$M'''(x) := -\frac{(qbb - q''b(x)) \cdot (x-a-b-2\delta)^2 \cdot \Phi(x-a-b-2\delta)}{3} - \frac{q''b(x) \cdot (x-a-b-2\delta)^2 \cdot \Phi(x-a-b-2\delta)}{2}.$$

Тоді зведені рівняння Хавісайда:

$$Q(x) := Q'(x) + Q''(x) + Q'''(x); \quad M(x) := M'(x) + M''(x) + M'''(x). \quad (5)$$

Відповідні епюри $Q(x)$ та $M(x)$ наведені на рис. 3.

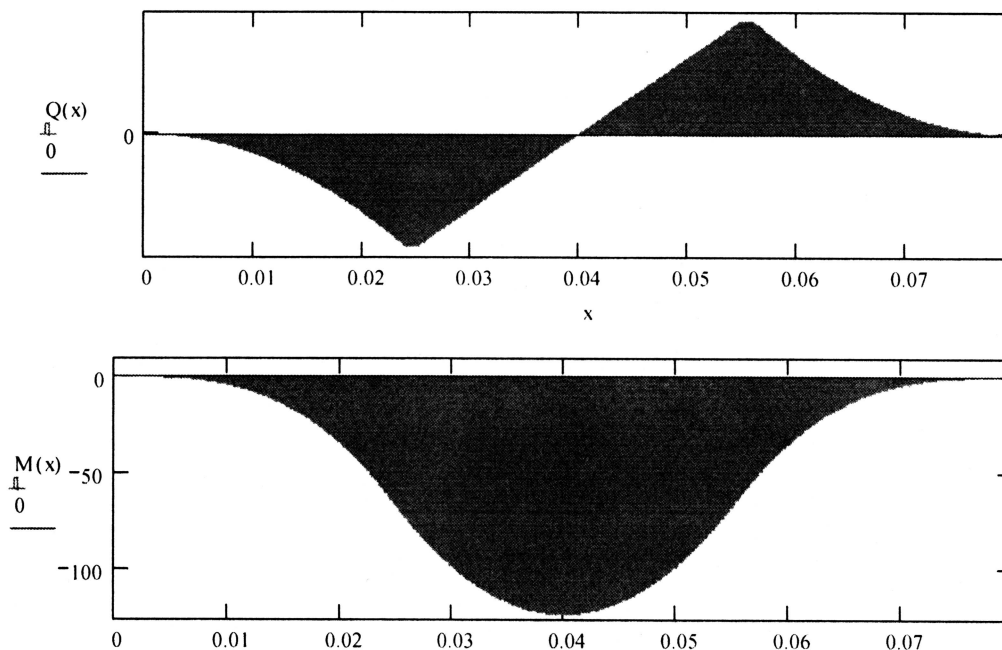


Рисунок 3 – Епюри внутрішніх силових факторів

4-й етап. Щоб не застосовувати трудомісткий принцип суперпозиції складають ітераційне рівняння для побудови епюри (профілограми) неперервних розмірів поперечних перетинів по довжині поршневого пальця (наприклад, за III теорією міцності):

$$\sigma_{еквIII} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{adm}, \quad (6)$$

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W(x)_y} = \frac{32 \cdot M(x)}{\pi \cdot D^3 (1 - c(x)^4)}, \quad \text{де } c(x) = \frac{d(x)}{D}, \quad (7)$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{Q(x)}{A(x)} = \frac{16 \cdot Q(x)}{3 \cdot \pi \cdot D^2 (1 - c(x)^2)}. \quad (8)$$

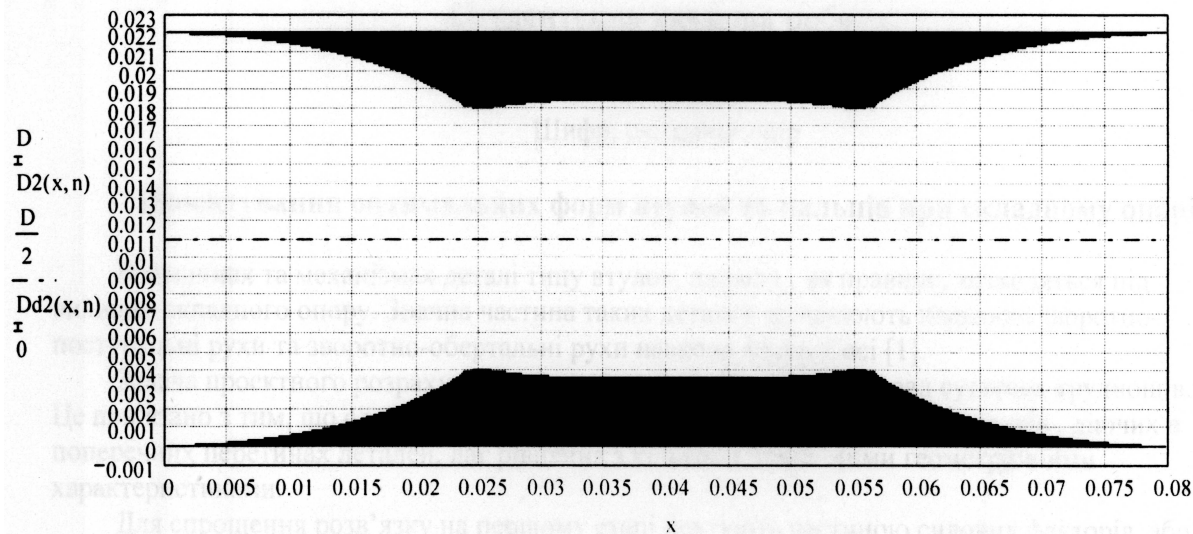
Підставивши (7), (8) у (6), отримаємо:

$$\sigma_{еквIII} = \sqrt{\left[\frac{32 \cdot M(x)}{\pi \cdot D^3 (1 - c(x)^4)} \right]^2 + 4 \left[\frac{16 \cdot Q(x)}{3 \cdot \pi \cdot D^2 (1 - c(x)^2)} \right]^2} \leq \sigma_{adm}.$$

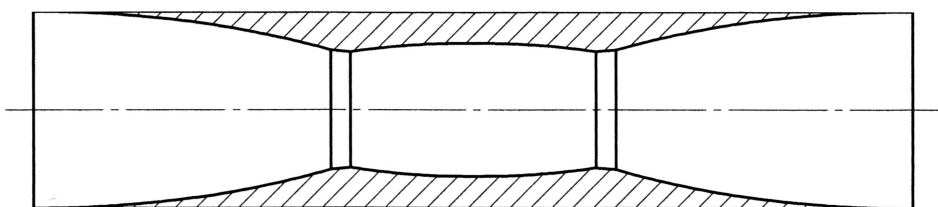
Після перетворень та скорочень робоче ітераційне рівняння має вигляд:

$$c(x)_{n+1} \geq \sqrt[4]{1 - \sqrt{\left(\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \right)^2 \cdot \left[\left(\frac{M(x)}{D^3} \right) + \left(\frac{Q(x)}{3 \cdot D^2} \right)^2 \cdot (1 + c(x)_n^2)^2 \right]}}. \quad (9)$$

5-й етап. Графічна реалізація процесу ітерації в пакеті MathCAD дає змогу побудувати епюру (профілограму) неперервних розмірів поперечних перетинів (поздовжній профіль пальця) – рис. 4а. Конструкція пальця однакового опору наведена на рис. 4б.



а)



б)

Рисунок 4 – Поздовжній профіль пальця та його конструкція за результатами ітерацій

Дослідження залежності поздовжнього профілю пальця від інтенсивності навантажень дає епюри, наведені на рис. 5.

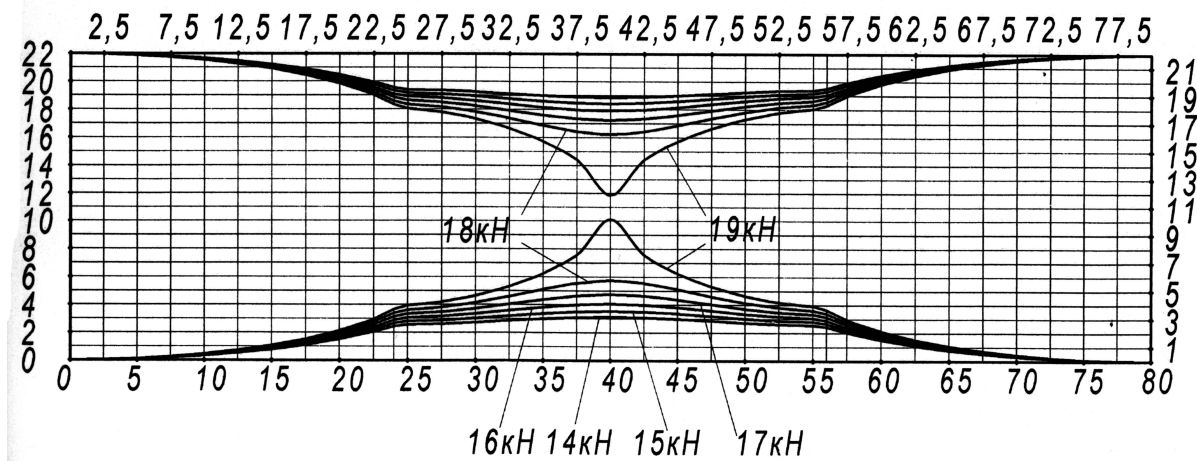


Рисунок 5 – Поздовжні профілі пальця при різній інтенсивності навантажень

Результати досліджень та обчислень дали можливість авторам даної роботи доповнити класичний перелік конструкцій, пальців новими оптимізованими конструкціями, захищеними патентами [4], [5], [6].

На рис. 6 а, б наведені кілька можливих варіантів оптимізації.

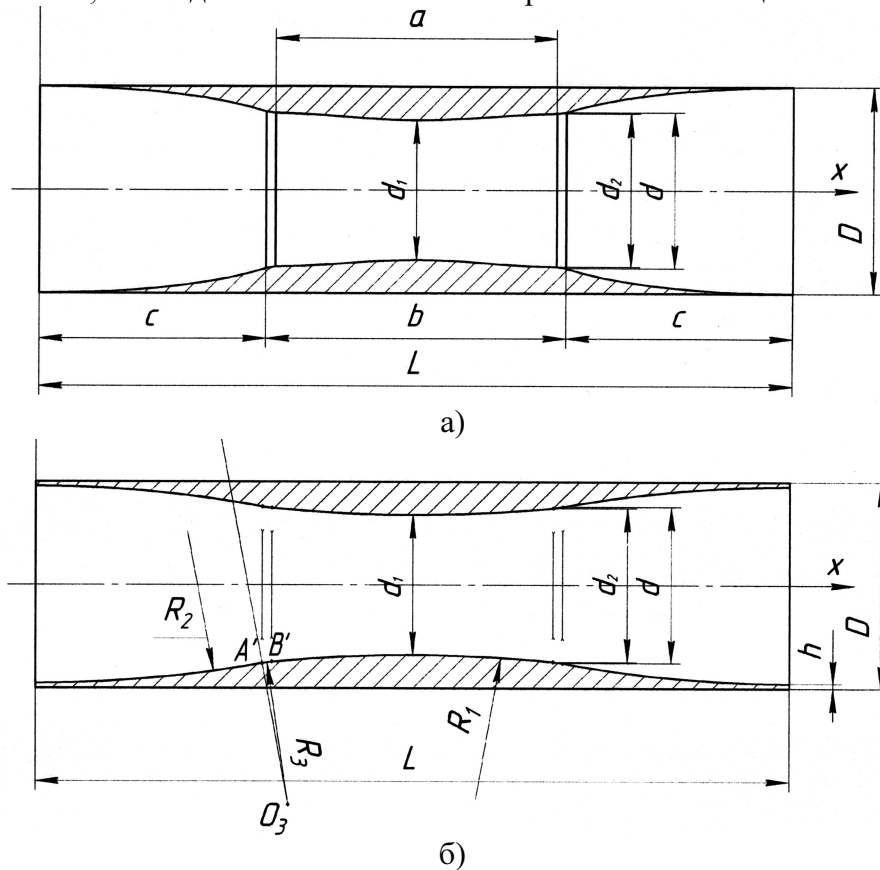


Рисунок 6 – Варіанти оптимізованих конструкцій пальця

Викладена методика проектного розрахунку може бути корисною у навчальному процесі, у конструкторських та науково-дослідних розробках.

Список літератури

1. Двигатель внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
2. Бюргер И.А. Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1966. – 616 с.
3. Опір матеріалів. Розв'язання задач з допомогою ПЕОМ. Навч. посібник. / Г.Б. Філімоніхін, О.Б. Чайковський. – Кіровоград, 2002. – 207 с.
4. Декларацийний патент на корисну модель №15793 від 17.07.2006 р., Бюл. №7. Авт.: Лушніков В.М., Чайковський О.Б., Олійниченко А.В. та ін.
5. Патент на корисну модель №26900 від 10.10.2007 р., Бюл. №16. Авт.: Лушніков В.М., Чайковський О.Б., Корольов П.В. та ін.
6. Патент на корисну модель №36977 від 10.11.2008 р., Бюл. №21. Авт.: Лушніков В.М., Чайковський О.Б., Корольов П.В. та ін.

В статье описана методика проектирования пальцев и втулок, основанная на применении метода итерации.

In article it is described methods projection of the digit and ejector build on the method of iteration.

Підвищення ефективності процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами

Наведені теоретичні і експериментальні дослідження механізмів приводів верстатів для обробки глибоких отворів спіральними свердлами. Показано, що застосування пристроїв із змінною величиною вильоту інструмента, а також механізмів вібраційного свердлення підвищують ефективність обробки глибоких отворів.

глибоке свердлення, вібраційне різання, стійкість, жорсткість, інструмент, ефективність

Свердлення глибоких отворів є трудомісткою технологічною операцією, особливо при обробці в'язких матеріалів. В системі верстат – пристрій – інструмент – деталь (ВПД) при глибокому свердлінні в найбільш важких умовах працює інструмент – свердло [1]. Замкнений об'єм обробки, різноманітні функції, виконання яких повинна забезпечувати конструкція інструменту, форсовані режими різання змушують працювати корпус свердла, його ріжучі і напрямні елементи з високими напруженнями.

Відомо, що в основі оптимізації процесу глибокого свердлення лежить функція стійкості інструменту від параметрів процесу різання [2]. Математичний опис цього процесу визначається великим числом взаємозв'язаних чинників, які не подаються на сьогоднішній день узагальненню. Основним елементом системи ВПД, що обмежує вихідні параметри верстата при глибокому свердлінні, є інструмент. Оптимізація процесу глибокого свердлення при цьому зводиться, як правило, до зняття певних технічних обмежень по стійкості, міцності або жорсткості свердла.

Для підвищення продуктивності процесу свердлення необхідно вести обробку з максимально допустимою величиною подачі. У той же час максимальна допустима подача свердлення обмежується міцністю і подовжньою стійкістю інструменту.

Подача, допустима міцністю робочої частини свердла, може бути визначена по формулі [3]:

$$S_{\Pi} = y_M \sqrt{\frac{0,02 \cdot d^{3-x_M} \cdot \sigma_{\Pi}}{1,73 \cdot C_M \cdot HB}}, \quad (1)$$

де d – діаметр інструменту;

σ_{Π} – допустима напруга для матеріалу інструменту;

C_M , y_M , x_M – постійні коефіцієнти, які залежать від механічних властивостей матеріалу, що оброблюють, і матеріалу ріжучої частини свердла;

HB – твердість матеріалу, що оброблюють, по Брінеллю.

Із збільшенням глибини свердлення швидкість подачі обмежується подовжньою стійкістю стебла інструменту, оскільки осьова складова сил різання не повинна перевищувати критичну силу по Ейлеру, що визначається по формулі [3]:

$$P_{кр} = \frac{E \cdot \pi^3 \cdot I}{(\mu \cdot l)^2} = \eta \frac{E \cdot I}{l^2}, \quad (2)$$

де $P_{кр}$ – критична сила;

E – модуль пружності;

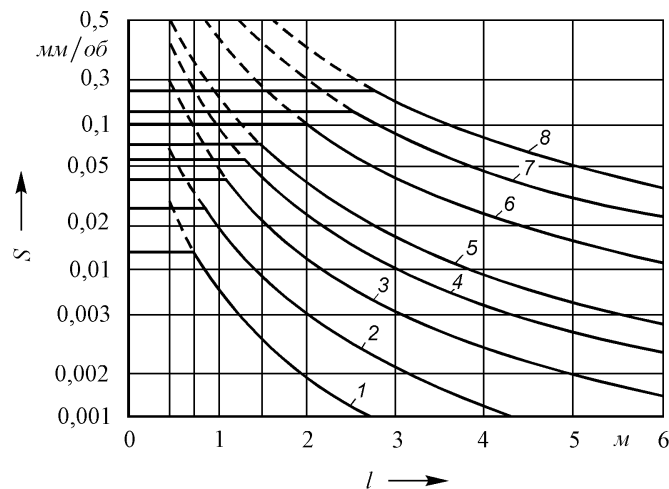
l – довжина стебла свердла;

I – момент інерції поперечного перетину інструменту;

μ – коефіцієнт приведенної довжини; η – коефіцієнт стійкості.

Для збереження подовжньої стійкості стебла інструмента у міру збільшення глибини обробки необхідно зменшувати осьову складову сили різання шляхом зниження швидкості подачі. Проте, зменшення швидкості подачі приводить до збільшення питомої сили різання, що, у свою чергу, якісно впливає на процес різання. Обробка глибоких отворів на малих подачах є малопродуктивною, а на граничних подачах – веде до зниження якості обробки отворів.

На рис. 1 наведені графіки допустимої швидкості подачі при обробці сталі 45 за умови міцності стебла свердла по крутильному моменту і умови збереження інструментом подовжньої стійкості відповідно до залежностей (1) і (2).



Діаметр свердла: 1 – 5 мм; 2 – 7,5 мм; 3 – 10 мм; 4 – 12,5 мм;
5 – 15 мм; 6 – 20 мм; 7 – 25 мм; 8 – 30 мм

Рисунок 1 – Допустимі подачі при обробці сталі 45 за умови міцності стебла свердла по крутильному моменту і умови збереження інструментом подовжньої стійкості

Аналіз приведених на рис. 1 графічних залежностей свідчить, що робоча область в системі координат „подача – глибина свердлення” визначається двома показниками: мінімальною для даного діаметру свердла величиною подачі, що визначається стійким характером стружкоутворення і мінімальною продуктивністю; і максимально допустимою величиною подачі відповідно з міцністю поперечного перерізу інструменту і подовжньої стійкості стебла свердла.

В роботі [4] встановлена причина виникнення крутильних коливань свердлів і визначений їхній ступінь впливу на стійкість інструмента. Достатня відповідність в роботі [4] теоретичних досліджень результатам експерименту при обробці титанових сплавів дозволяють використати наведені дані для вибору оптимальних параметрів інструменту для глибокого свердлення. З наведених у роботі [5] графіків можна зробити висновок, що збільшення жорсткості інструмента в півтора-два рази приводить до зниження кута розкручування спіралі свердла у два-три рази.

Проте можливості підвищення жорсткості інструменту за рахунок зміни форми перерізу стеблини свердла на даний час досить повно вивчені і практично вичерпані. Тому автори [5], вказуючи на складність істотного підвищення жорсткості свердла за рахунок оптимізації його поперечного перерізу, звертають основну увагу на раціональну експлуатацію свердлів.

На рис. 2, а показана схема установки свердла з однією проміжною опорою, що поділяє відстань l на ділянки a і b . Застосування даної схеми дозволяє підвищити поздовжню стійкість інструменту при глибокому свердленні. Проте, у міру заглиблення свердла в заготовку змінюється величина його вильоту i , відповідно, відношення a до b , яке для отримання максимальної жорсткості інструменту під час процесу свердлення бажано зберігати постійним. Сказане призводить до ускладнення конструкції механізму. Завдання не вирішується і на схемі (рис. 2, б), не дивлячись на те, що технологічні можливості по допустимій глибині свердлення поліпшуються. Схема (рис. 2, в) забезпечує рівномірну зміну відстані між опорами у міру заглиблення свердла в заготовку, проте наявність пружин і проміжних опор збільшує загальний виліт свердла порівняно з глибиною свердлення.

Підвищення поздовжньої стійкості і жорсткості інструменту в процесі обробки отворів забезпечує схема (рис. 2, г). По цій схемі шток гідроприводу подачі безпосередньо з'єднаний із свердлом. А оскільки жорсткість штока завжди вище за жорсткість свердла при рівних діаметрах, то схема (рис. 2, г) забезпечує підвищення жорсткості інструмента і, відповідно, підвищує ефективність процесу глибокого свердлення. Схема (рис. 2, д) забезпечує подальше підвищення жорсткості інструмента і ефективності свердлення, а схема (рис. 2, е) до того ж скорочує приблизно удвічі осьові габарити приводу подачі.

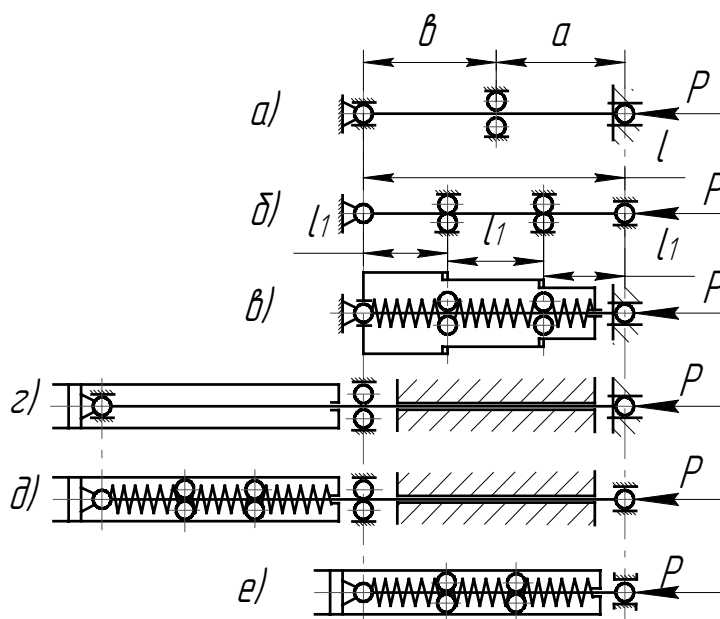


Рисунок 2 – Схеми вирішення задачі підвищення поздовжньої стійкості свердел при глибокому свердлінні [6]

Схеми привода (див. рис. 2), отримані результати досліджень [6] і узагальнення робіт [1 – 6] склали теоретичну основу створення ряду принципово нових конструкцій механізмів зі змінною структурою, що працюють за методом перехоплення стебла інструмента по його довжині. Ці механізми забезпечують передачу крутильного моменту осьової сили свердлу при мінімальному вильоті і здійснюють дискретну подачу. Конструктивною особливістю цих механізмів є наявність в осьовому напрямку рухливих затискачів і механізму керування затискачами. Механізм керування затискачами забезпечує по чергову фіксацію свердла в осьовому напрямку і дискретне його переміщення.

Конструкція механізму привода верстатів для глибокого свердління, розроблена за схемою (рис. 2, г), наведена на рис. 3. У корпусі 1 на підшипниках установлений шпindel 3, виконаний у вигляді гідроциліндра. У циліндрі встановлений поршень 2, шток 4 якого жорстко з'єднаний зі свердлом 5. Для зміни діаметра свердла шпindelна група головки виконана змінною.

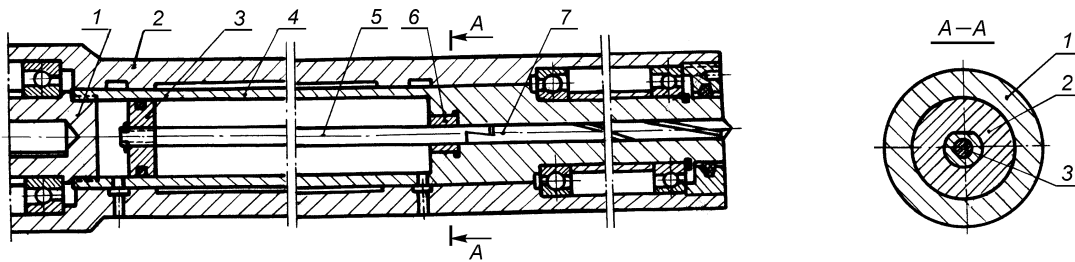


Рисунок 3

Підвищення поздовжньої стійкості штока розглянутого механізму (див. рис. 3) забезпечується установкою проміжних опор (див. рис. 4). Проміжні опори 8 встановлені в циліндрі на штоку 4 по вільному садінні і мають отвори для проходження мастила. Між поршнем 2, опорами 8 і торцевою поверхнею циліндра встановлені спіральні пружини 7 рівної жорсткості. У процесі робочої подачі, що здійснює гідропривід, поршень 2 стискає послідовно встановлені пружини 7, які, в свою чергу, забезпечують рівномірне переміщення проміжних опор у напрямку подачі при рівномірному взаємному зближенні.

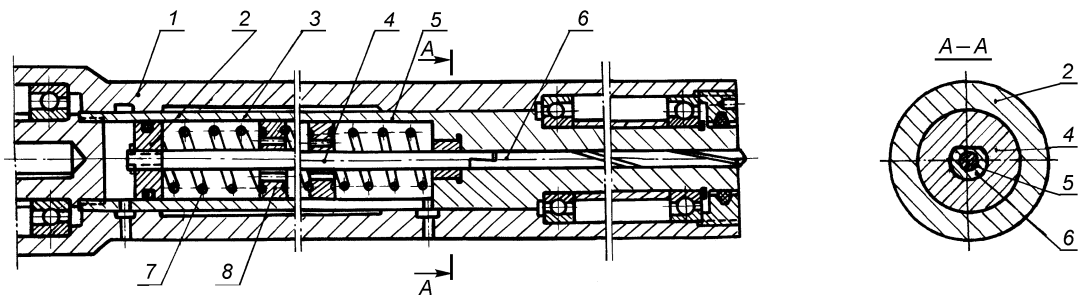


Рисунок 4

Повний цикл зворотно-поступальних рухів свердла надається гідравлічним механізмом подачі, що забезпечує відповідно до заданої програми подачу робочої рідини в праву або ліву порожнини обертового гідроциліндра. Керування циклом роботи гідроприводу і настроювання на задану програму поступальних переміщень здійснюється за допомогою шляхової автоматики (на схемі не показана).

Ефективність обробки глибоких отворів спіральними свердлами можна підвищити завдяки застосуванню вібраційного свердлення, що у порівнянні із традиційним свердленням забезпечує: зниження сил тертя по поверхні контакту інструмента із заготовкою, надійне дроблення і транспортування зливної стружки від зони різання, підвищення ефективності застосування мастильно-охолодного технічного засобу (МОТЗ) тощо.

На рис. 5 показана модульна система привода для глибокого вібраційного свердлення, що дозволяє в широкому діапазоні змінювати параметри обробки [7]. При цьому основною характеристикою інструмента, що визначає умови передачі заданих коливань різальним пругам в процесі вібраційного свердлення, є його крутильна і

осьова жорсткість [2]. Нехтування цим фактором призводить до частої зміни параметрів коливань, які передаються ріжучим пругам інструмента, що в свою чергу істотно впливає на стабільність процесу різання.

Верстат містить привід головного руху, що включає електродвигун 1, коробку швидкостей 2, шпиндель 3, що встановлені на напрямні 4 станини 5. На станині встановлений також вібратор 6, в шпинделі якого закріплений інструмент 7. На коробці швидкостей 2 встановлений гідравлічний циліндр 8 з поршнем 9, шток якого з'єднаний зі станиною 5. Порожнини гідравлічного циліндра з'єднані каналом, в якому встановлений зворотний клапан 10.

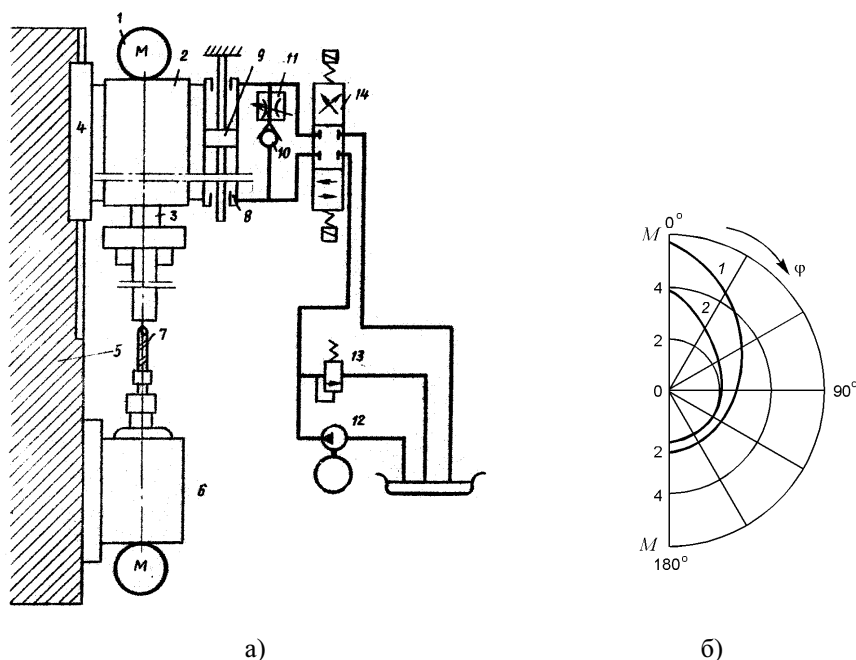


Рисунок 5 – Модульна система приводу для глибокого вібраційного свердлення (а) і залежність крутильного моменту від кута повороту планшайби (б)

В процесі свердлення деталь, закріплена в патроні шпинделя 3, одержує обертання із швидкістю головного руху. Під дією сили ваги рухомих вузлів і деталей привід головного руху 1–3 переміщується у напрямку свердла. Встановлений послідовно дросель 11 обмежує максимально допустиму швидкість цього руху. Для здійснення неробочого і установного переміщень приводу головного руху верстат забезпечений окремим гідроклапаном, що містить насос 12, клапан 13 і розподільник 14. При подачі мастила під тиском в одну із порожнин гідроциліндра 8 забезпечується швидке установне переміщення приводу вгору або вниз по напрямних 4 станини 5.

Підвищити ефективність процесу глибокого свердлення спіральними свердлами можна зміною положення ріжучого інструмента в просторі. Проведені дослідження процесу свердлення показали (рис. 5, б), що поворот планшайби від 0° до 180° (перехід від свердлення зверху до свердлення знизу) забезпечує зниження моменту крутильного навантаження на інструмент в три рази при обробці сталі (рис. 5, б, крива 1) і в два рази при обробці чавуну (рис. 5, б, крива 2) за однакових умов різання. Підведення МОТЗ при цьому здійснюється по внутрішніх каналах в свердлі, через які МОТЗ безпосередньо поступає в зону різання, зменшуючи тим самим дію сил тертя і вимиваючи стружку з отвору, що оброблюється.

Таким чином, проведені теоретичні і експериментальні дослідження показують, що застосування механізмів приводів верстатів для глибокого свердління, що мають

проміжні опори, приводить до збільшення періоду стійкості інструмента. Крім ефекту підвищення стійкості з'являється можливість здійснення безкондукторного свердлення глибоких отворів. Використання вібраційного свердлення підвищує ефективність обробки глибоких отворів спіральними свердлами завдяки надійному дробленню і транспортування зливної стружки від зони різання. Застосування даних механізмів фактично знімає обмеження процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами за критерієм поздовжньої стійкості інструмента.

Список літератури

1. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Элементы системы СПИД, ограничивающие выходные характеристики процесса глубокого сверления // *Materialy IV Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji „Naukowym progress na rubieży tysiącleci – 2008”*. – Przemysł: Nauka i studia, 2008. – Тум 14. Techniczne nauki. – Str. 53 – 55.
2. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Разработка привода по условиям оптимальной стойкости инструмента и производительности процесса глубокого сверления // *Материалы за 4-а международна научна практична конференция „Научно пространство на Европа – 2008”*. – София: Бял ГРАД-БГ ООД, 2008. – Том 27. Технологии. – С. 28 – 30.
3. Лищинский Л.Ю. Оптимизация операций глубокого сверления // *Станки и инструмент*. – 1971. – №10. – С. 18 – 24.
4. Бурмистров Е.В., Мурашкин Е.М., Таратов А.В. Крутильные колебания и их влияние на стойкость сверл малых диаметров при обработке жаропрочных и титановых сплавов // *Материалы симпозиума „Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация”*. – Вильнюс: ЛитНИИНТИ, 1974. – С. 13.
5. Жилис В.И., Казокайтис В.Ф., Вайкунас П.С. Исследование износа быстрорежущих спиральных сверл // *Материалы симпозиума „Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация”*. – Вильнюс: ЛитНИИНТИ, 1974. – С. 34.
6. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Решение проблем глубокого сверления в металлообработке // *Вестник НТУУ „КПИ”*. Машиностроение. – К.: НТУУ „КПИ”, 2006. – №49. – С. 173 – 178.
7. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Увеличение производительности процесса глубокого сверления изменением пространственного положения инструмента // *Materialy V mezinárodní vědecko-praktická konference „Věda a technologie: krok do budoucnosti – 2009”*. – Praha: Publishing House „Education and science” s.r.o., 2009. – Díl. 15. Technické vědy. Výstavba a architektura. – S. 14 – 16.

Приведены теоретические и экспериментальные исследования механизмов приводов станков для обработки глубоких отверстий спиральными сверлами. Показано, что применение устройств с переменной величиной вылета инструмента, а также механизмов вибрационного сверления повышают эффективность обработки глубоких отверстий.

In the article the theoretical and experimental researches of mechanisms of machine tools drives for the deep drilling by means of twist bits are considered. The application of devices with a variable quantity of tool extension, and also mechanisms of vibration drilling raise effectiveness of deep-hole machining are demonstrated.

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, В.В. Свяцький, канд. техн. наук,
Л.П. Свяцька, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Удосконалення гвинтових передач

Розглянуті нові конструкції кульково-гвинтових передач. Наведені технічні рішення при створенні КГП, що направлені на підвищення їхньої зносостійкості, довговічності, коефіцієнта корисної дії, жорсткості і здатності навантаження. Розглянуті конструкції КГП визначають основні напрямки їхнього подальшого розвитку.

гвинтова передача, кулька, коефіцієнт корисної дії, зносостійкість, зносостійкість, жорсткість

Кульково-гвинтова передача (КГП або ПГГК – передача гвинт-гайка кочення) є механізмом для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки.

В даний час кулькові гвинтові передачі широко застосовують у виконавчих механізмах, у відстежних системах і у відповідальних силових передачах (верстатобудування, робототехніка, авіаційна і космічна техніка, залізничний транспорт, виробництво дорожніх машин, атомна енергетика тощо). Завдяки компактним розмірам і простоті конструкції КГП можуть бути вільно інтегровані в різноманітні машини і механізми, зокрема із гідравлічним і пневматичним приводом.

Одним з найперспективніших сьогодні напрямів застосування КГП в машинобудуванні є створення і використання на їхній основі готових мехатронних вузлів переміщення. Такі вузли, або модулі, можуть включати до свого складу крім КГП алюмінієвий або сталевий профіль (як внутрішня тримальна рама або несний корпус), приводний електродвигун, контрольно-вимірювальні прилади і елементи управління.

Головні переваги кулькових гвинтових передач:

– низькі втрати на тертя і, як наслідок, можливість використання менш потужного двигуна і меншої кількості мастила; майже повна незалежність сили тертя від швидкості і дуже мале тертя спокою, що сприяє забезпеченню рівномірності (плавності) руху;

– к.к.д. передач досягає значення 0,95 в порівнянні з к.к.д. передач гвинт-гайка ковзання (для цих передач к.к.д. становить від 0,2 до 0,4);

– можливість повного усунення зазорів і створення натягу, що забезпечує високу осьову жорсткість, що в свою чергу підвищує навантажувальність передачі при малих габаритах;

– невеликий нагрів в процесі роботи, висока швидкодія і точність позиціонування, великий експлуатаційний ресурс.

Широке застосування КГП обумовлює необхідність постійного підвищення їхньої зносостійкості, довговічності, коефіцієнта корисної дії, жорсткості і здатності навантаження. Проте навіть створення якісно нових КГП не вирішило остаточно питання зносу і довговічності таких приводів. Постають нові завдання, які пов'язані з поверненням тіл кочення, осьовою жорсткістю гвинта і навантажністю КГП, чутливістю гайки до дії радіальних сил, а також з вирішенням протиріччя „навантаження–точність”. Зазначене приводить до необхідності пошуку принципово нових технічних рішень при створенні КГП.

Далі розглянуті схеми і конструкції, що висвітлюють вирішення окремих аспектів вказаної проблеми.

При конструюванні КГП особливу увагу приділяють осьовій жорсткості гвинта. Відомі такі напрямки її підвищення: гвинт встановлюють на декількох опорах [1]; в конструкцію передачі вводять додатково тіла кочення [2]; корпус КГП виготовляють у вигляді котушки, у фланцях якої закріплені підшипники [3]. Проте КГП з підвищеною жорсткістю гвинта мають, як правило, великий габарит. Для його зменшення і підвищення навантажності вводять додаткові тіла кочення меншого діаметру [4] або замінюють їх роликками з конічною поверхнею [5], зменшують габаритні розміри пристрою для регулювання натягу [6], використовують додаткові елементи з антифрикційних матеріалів [7].

Відомо, що чим менше є діаметр тіл кочення і більшим є їхнє число, тим вище навантажність КГП [8]. КГП (рис. 1) містить гвинт 1 і гайку 2, яка взаємодіє з гвинтом 1

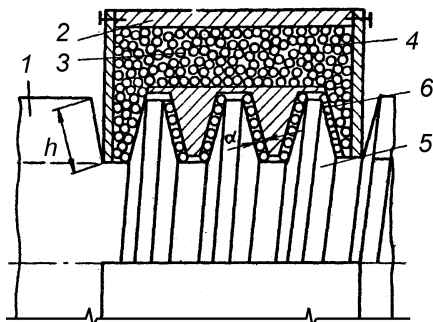


Рисунок 1 – Кульково-гвинтова передача

і в якій виконаний канал 3 повернення кульок 4. Кульки 4 розміщені між прямо-лінійними в осьовому перетині робочими поверхнями 5 і 6 гвинта 1 і гайки 2, а також в порожнині каналу 3. Висота витків h різьблення як гвинта 1, так і гайки 2 визначається співвідношенням $h > 2d$, де h – висота витка по твірній, мм, d – діаметр кульки, мм. Робочі поверхні 5 і 6 витків різьблення є рівновіддаленими відносно один одного, а вихідні перерізи каналу 3 відповідають зазору між поверхнями 5 і 6. При обертанні гвинта 1 або гайки 2 відносно один одного кульки 4 набігають в канал 3

і витісняють кульки, що знаходяться в ньому, з вихідного отвору каналу 3. При цьому на виході кульки розташовуються відповідно профілю вихідного каналу 3, тобто по всій висоті витків різьблення.

Проте при значному збільшенні числа кульок стає утрудненим їхнє повернення в початкове положення і регулювання КГП. Для спрощення пристрою регулювання привода гайкам надається можливість осьового зсуву [9], на їхніх поверхнях виконують прорізи [10], пази [11] або різьблення одного напрямку, але з різним кроком [12].

Спрощення конструкції КГП приводить, як правило, до ускладнення технології її виготовлення. У сучасному машинобудуванні намітилася тенденція до спрощення форми каналів повернення кульок. Їх виконують у вигляді напівкруглих канавок [13] або пазів на пластинах, що розміщуються в циліндрових обоймах [14]. Створена КГП [15], в якій сепаратор є гнучкою замкнутою стрічкою.

У КГП (рис. 2) [16] відсутній канал повернення тіл кочення. Її основні елементи: гвинт 1, кульки 3, гнучкий сепаратор 9, півгайки 2 і 8 із зубчатыми вінцями торців 4 і 6, зубчата муфта 5, центрвальна втулка 7. На зовнішній поверхні 10 гвинта перпендикулярно до його робочих витків виконані канавки 11. При обертанні гвинта відносно закріплених півгайок

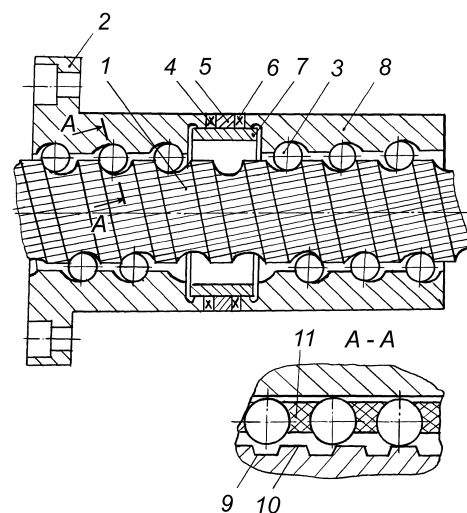


Рисунок 2 – Реверсивна КГП з пружним елементом

кульки здійснюють такі рухи: при дотику з поверхнею 10 і подальшому контакті з нею вони сприймають навантаження і під дією сили тертя переміщуються з гвинтом до початку контакту з канавками 11; при попаданні кульок в канавки вони під дією пружних сил сепаратора повертаються в початкове положення; при новому контакті кульок з поверхнею 10 процес повторюється. Розміри канавок 11 і їхнє число вибирають так, щоб забезпечити рівномірний розподіл навантаження по всіх кульках, що знаходяться в сепараторі.

Для особливо відповідальних механізмів, які потребують високу кінематичну точність, запропоновані конструкції КГП з гайкою, що має вставки з компенсвальними елементами [17], а також з гайкою, що є втулкою із запресованою в неї тонкостінною гільзою [18] або втулкою із додатковими різбовими елементами [19]. Для підвищення точності реверсування запропонована КГП (рис. 3, а) [20], що містить такі елементи: багатозахідний гвинт 1 з правим і лівим різьбленням, корпус 7, гайки 4 і 11, пружину 8, кришки 3 і 12, переставні упори 2 і 13, великі кульки 5, 10, 14 і 15, дрібні кульки 6 і затіри 9.

Великі кульки встановлені в гайках на опорах кочення – дрібних кульках, розміщених в поглибленні затірів 9. Кульки 5 до 14 утворюють пару, яка входить в канавку *I–I* гвинта (див. рис. 3, б). При обертанні корпусу 7 великі кульки, перекочуючись по канавках одного напрямку, переміщують гвинт в осьовому напрямі до контакту упору 2, закріпленого на гвинті, з гайкою 4. При цьому торчкові зуби упору і гайки 4 входять в зачеплення і надають обертання упору. При поступальному русі гайки 4 виводяться із зачеплення торчкові зуби кришки 3 і гайки 4, звільняючи останню від фіксації з корпусом.

Подальше переміщення гайки 4 спричиняє стиснення пружини 8, яке продовжується до тих пір, поки кулька 10 не вийде на лінію *II–II*. При цьому кульки 10 і 14 знаходяться на перетині ліній правого і лівого різьблення, а стисла пружина отримує можливість переведення кульок 14 і 15 в канавки *III–III*.

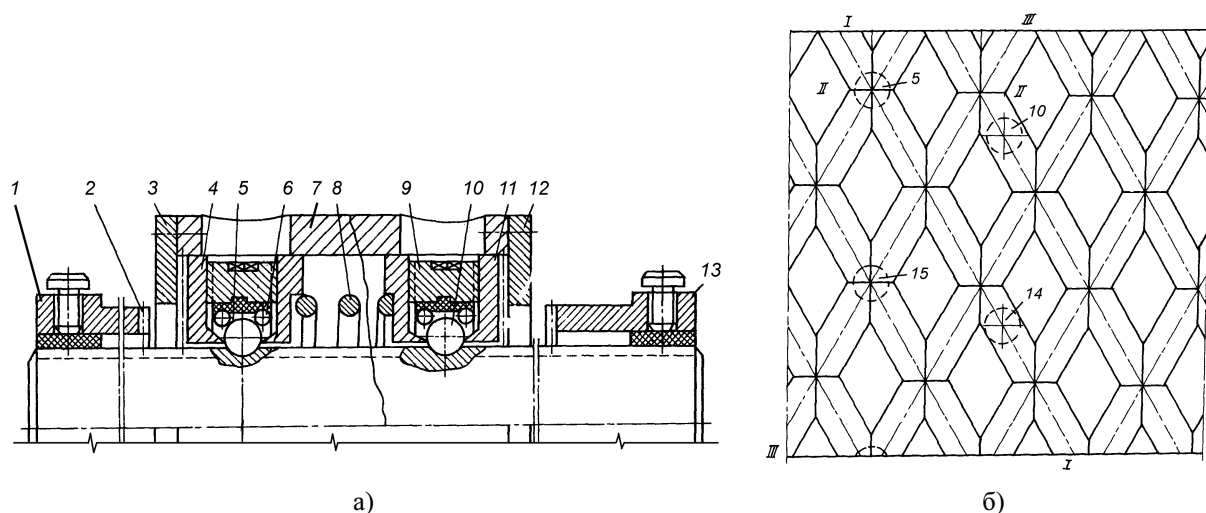


Рисунок 3 – Реверсивна КГП (а) і розкладання її гвинтової поверхні (б)

При подальшому обертанні корпусу кульки 10 і 14 перекочуються по канавках протилежного напрямку, пружина розтискається і з'єднує торчкові зуби кришки 3 і гайки 4. В результаті гайка 4 повертається на кут, що необхідний для переведення кульок в гвинтові канавки протилежного напрямку. При зустрічі торчкових зубів гайки 11 і упору 13 описаний цикл повторюється, і передача одержує реверсивний рух.

Різноспрямовані гвинтові канавки використовуються також для регулювання вихідних характеристик КГП. Для забезпечення поступального руху з постійною і змінною швидкостями достатньо на гвинті і гайці виконати різьблення протилежного напрямку, а кульки розмістити в кільцевих каналах гайки [21].

Плавне регулювання швидкості переміщення виконавчого органу здійснює ГП (див. рис. 4) [22]. Вона складається з гвинта 1, гайки 2, вихідної ланки 6, електромагнітної муфти 4 з півмуфтами 3 і 5, шпонки 7 і підшипників. Муфта 4, встановлена на гайці 2, з'єднана з нею півмуфтою 3. Півмуфта 5, що з'єднана з гвинтом 7 за допомогою ковзної шпонки 7, може переміщатися поступально і обертатися разом із гвинтом. Обидві півмуфти включено в систему управління таким чином, що при з'єднанні муфти 4 з півмуфтою 3 надається поступальне переміщення гайці 2 і ланці 6. При підключенні муфти 4 до півмуфти 5 гайка обертається разом із гвинтом, а ланка 6 зупиняється. Необхідний закон руху ланки 6 одержують, міняючи шпаруватість сигналу живлення напівмуфт.

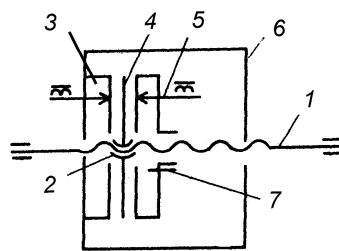


Рисунок 3 – Гвинтова передача з законом руху вихідної ланки, що регулюється

Для управління передавальним відношенням у функції навантаження створена багатозахідна КГП (рис. 5) [23]. Вона складається з гвинта 1, корпусу 7, кільця 2 і 4, упорного підшипника 5, пружини 9, гайки 8, кульок 3 і втулки 6. При обертанні гвинта кульки перекочуються по кільцях 2 і 4, причому їх колова швидкість відрізняється від колової швидкості гвинта. Тому швидкість переміщення гайки залежить від планетарної швидкості кульок, яка у свою чергу визначається їх радіальним положенням відносно робочих поверхонь гвинта і кільця. Із збільшенням навантаження, що передається, кільце 4 зміщується уздовж осі і стискає пружину. Це приводить до зміни радіального положення кульок відносно гвинта і кільця, а отже, до зміни планетарної швидкості кульок і передавального відношення ГП. Для регулювання передавального відношення служить втулка 6, що обмежує стиснення пружини і радіальне зміщення кульок.

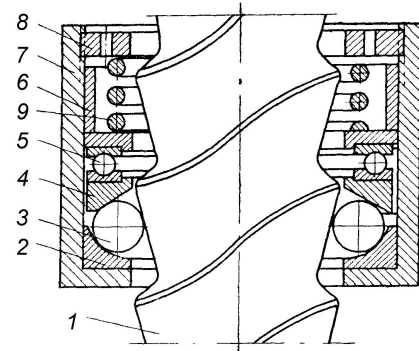


Рисунок 5 – Багатозахідна КГП

Загальними для всіх ГП є проблеми підвищення їхньої надійності і зносостійкості. З метою підвищити надійність роботи КГП в каналах переміщення кульок передбачають рефректори [24] або усередині гвинта встановлюють трубу, зафіксовану від повороту щодо корпусу [25]. З метою понизити спрацювання і підвищити надійність КГП розроблені конструкції, в яких гайка виконана у вигляді двох механічно зв'язаних магнітопроводів з гвинтовими поверхнями [26].

Розглянуті конструкції не вичерпують всіх можливостей поліпшення вихідних характеристик ВП, а лише визначають основні напрями їхнього подальшого розвитку.

Список літератури

1. А.с. 393513 СССР, МКИ F 16 h 25/22. Винтовая передача.
2. А.с. 497438 СССР, МКИ F 16 h 25/22. Винтовая пара с трением качения.
3. А.с. 887837 СССР, МКИ F16 H 25/22. Винтовая передача.
4. А.с. 202672 СССР, МКИ F 06 h 25/22. Винтовая пара с трением качения.
5. А.с. 210575 СССР, МКИ F 06 h 25/22. Винтовая пара с трением качения.
6. А.с. 183554 СССР, МКИ F 06 h 3/06. Шариковый винтовой механизм.
7. А.с. 926406 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Винтовая пара с трением качения.
8. А.с. 1330384 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Шариковая винтовая передача.
9. А.с. 520497 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Шариковая винтовая пара.
10. А.с. 136126 СССР, МКИ F 06 h 25/22. Винтовая пара с трением качения.
11. А.с. 700728 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Шариковая винтовая передача.
12. А.с. 711313 СССР, МКИ F 16 H 3/06. Шариковый винтовой механизм.
13. А.с. 171707 СССР, МКИ F 06 h 25/22. Шариковая винтовая передача.
14. А.с. 295927 СССР, МКИ F 16 h 25/22. Шариковая передача Воробьева.
15. А.с. 1116251 СССР, МКИ F 16 H 3/06. Шариковый винтовой механизм.
16. А.с. 1793137 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Шариковая винтовая передача.
17. А.с. 190149 СССР, МКИ F 06 c 10/00. Шариковая гайка.
18. А.с. 327351 СССР, МКИ F16 h 25/22. Винтовая передача с телами качения.
19. А.с. 570745 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Передача винт–гайка.
20. А.с. 1408091 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Реверсивная шариковая винтовая передача.
21. А.с. 292045 СССР, МКИ F 16 h 3/06. Шариковый винтовой механизм.
22. А.с. 1467298 СССР, МКИ F 16 H 25/22. Винтовая передача с регулируемым законом движения поступательного звена.
23. А.с. 355417 СССР, МКИ F 16 h 25/22. Многозаходная винтовая пара с трением качения.
24. А.с. 244834 СССР, МКИ F 06 h 3/06. Шариковый винтовой механизм.
25. А.с. 1028920 СССР, МКИ F 16 H 3/06. Шариковый винтовой механизм.
26. А.с. 304376 СССР, МКИ F16 h 25/22. Винтовая передача.

Рассмотрены новые конструкции шариковых винтовых передач. Приведены технические решения при создании ШВП, направленные на повышение их износостойкости, долговечности, коэффициента полезного действия, жесткости и нагрузочной способности. Рассмотренные конструкции ШВП определяют основные направления их дальнейшего развития.

The new designs of ball screw-type gear are considered. The engineering solution of ball screw-type gear for increase of wear resistance, durability, coefficient of efficiency, hardness and output capability are presented. The considered designs of ball screw-type gear define the basic directions of their further development.

**В.В. Пукалов, доц., канд. техн. наук, В.В. Свяцький, канд. техн. наук,
Л.П. Свяцька, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Волокнові елементи для пористих систем фільтрації агресивних середовищ

Наведено результати експериментальних випробувань волокнових свинцевих елементів для фільтрації агресивних середовищ. Висвітлені переваги таких фільтрів над металокерамічними (порошковими) фільтрами.

свинець, фільтр, волокно, повсть, випробування, електроліт, агресивне середовище

Для підвищення корозійної стійкості, зносостійкості і поліпшення декоративного виду виробів в технологічних циклах більшості машинобудівних, металообробних, приладобудівних, ремонтних і інших підприємств широко застосовують гальванічні покриття. В процесі електролітичного нанесення гальванічних покриттів водними розчинами або розчинами розплавлених солей неминуче утворюються забруднені суспензіями водні розчини, які не можна скидати без очищення у водоймища і каналізацію або запускати їх в технологічний обіг. Подібні агресивні водні розчини застосовуються не тільки в гальванічних виробництвах, але і в кольоровій металургії, нафтохімічній, хімічній, медичній, харчовій галузях промисловості і у виробництві добрив.

У всіх випадках методів обробки відпрацьованих агресивних водних розчинів обов'язковою є фільтрація. Наприклад, при виділенні цінних компонентів (кольорових металів) методом вилужнювання термообробленого гальванічного шламу з використанням сірчаної кислоти в технологічній лінії застосовуються вісім фільтрів різної пористості. Відмічено, що основні труднощі при фільтрації пульпи пов'язані з низькою стійкістю фільтруючих елементів [1].

В даний час для очищення відпрацьованих агресивних розчинів найбільш переважними є металоволокнові фільтри. Зігнута система капілярів, хаотичне переплетення волокон і їхнє механічне зчеплення, рівномірний опір крізьному потоку і можливість отримання пористості до 95% і, отже, досягнення великої робочої площі визначають їхню однозначну перевагу по відношенню до інших фільтруючих матеріалів. Проте складність отримання металевих волокон за допомогою традиційних технологій, наприклад, волочінням, екструзією розплаву, обмежують застосування пористих волокнових матеріалів в промисловості.

З метою усунення цих недоліків в Кіровоградському національному технічному університеті був розроблений принципово новий, дешевий і ефективний технологічний процес отримання металевих волокон методом пресування литих гранул. Суть способу полягає в тому, що гранули змішують з ізолюючим порошком, наприклад, графітом, і суміш піддають екструзії. Порошок, запобігаючи схоплюванню гранул при пресуванні, дозволяє деформуватися кожній гранулі окремо, внаслідок чого гранули витягуються у вигляді достатньо ізольованих ниток.

Технологічний процес отримання свинцевих волокон [2] складається з приготування розплаву, грануляції розплавленого металу, миття гранул, сушки гранул, класифікації, змішування, пресування, затарювання і контролю якості продукції (див. рис. 1).

Для приготування розплаву сировиною слугує свинець марки С2 ГОСТ 3778-77Е. Подача розплаву з печі здійснюється самопливом по жолобу на гранулятор [3], що забезпечує частоту коливань стакану n від 2 до 2,5 Гц і амплітуду коливань стакану A від 3,5 до 4 мм при жорсткому ударі в кінці кожного півперіоду коливання [4]. За охолодну рідину застосовується рідина на основі водного розчину рідкого мила із в'язкістю від $42500 \cdot 10^{-5}$ до $43500 \cdot 10^{-5}$ Па·с при температурі 35 °С.

Миття гранул виконується в дві стадії: при центрифугуванні і при остаточній промивці на конвеєрі. Транспортування гранул від гранулятора здійснюється в суспензії насосом відцентрового типу. Між гранулятором і центрифугою передбачається відбір надлишку рідини за допомогою відстійника. Остаточна промивка гранул проводиться струменями води при їхньому русі по конвеєру до центрифуги. Сушка гранул проводиться в барабанній печі, що обертається. Транспортування гранул від печі для сушки до класифікатора проводиться за допомогою стислого повітря по повітропроводу. Для запобігання прориву стислого повітря до класифікатора і роздування гранул, в кінці повітропроводу застосовується циклон.

За класифікатор гранул застосовується сортувальне решето із сітками №4 і №5 по ГОСТ 3584-73. Гранули фракції (+4) – (–5) мм по похилому жолобу поступають в пристрій для змішування (інжекційний змішувач) з поверхнево-активною речовиною (ПАР) у вигляді дрібнодисперсного порошку [5]. Після змішувача гранули поступають у вібробункер. Для засипки гранул в контейнер застосовується дозуючий пристрій, при цьому по трубопроводу гранули подаються безпосередньо до контейнера для пресування.

Режими пресування гранул на волокна [6 – 9]: коефіцієнт витяжки μ – від 80 до 85, висота робочого поясочка матриці h не більше 1 мм, розділове середовище – суспензія графіт-гліцерин (з розрахунку від $2 \cdot 10^{-3}$ до $3 \cdot 10^{-3}$ кг графіту і від $0,4 \cdot 10^{-3}$ до $0,6 \cdot 10^{-3}$ л гліцерину на 1 кг насипної маси гранул).

Для подальшого повстювання волокна нарізували завдовжки від 20 до 30 мм. Методом осадження в гліцерині в контейнері з неіржавіючої сталі діаметром 100 мм нарізані волокна формували у вигляді металевої повсті. Після промивки гасом і сушки повсть в контейнері піддавали ущільненню до заданої пористості (20; 30; 40; 50 і 60%).

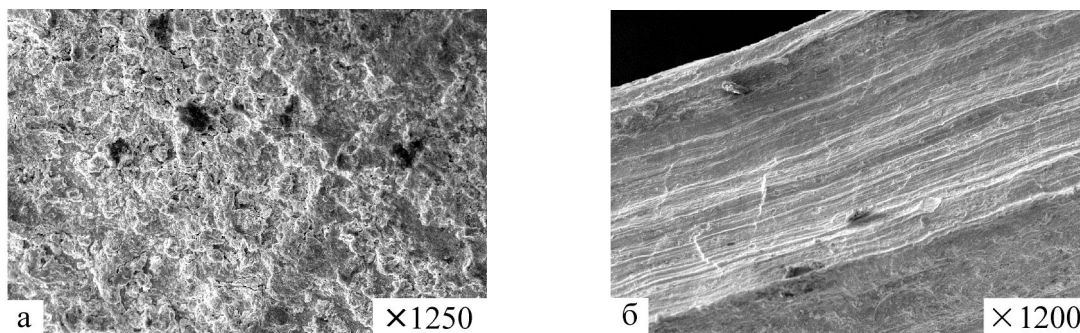


Рисунок 2 – Фрактографії поверхонь: а – литої гранули; б – волокна, отриманого при $\mu = 81$

Аналіз виконаних металографічних досліджень [10, 11] показав, що екструдовані волокна мають шорстку розвинену поверхню і нерівноважну структуру (див. рис. 2), добре зчіплюються між собою. При цьому кожне волокно залежно від його розмірів і щільності повсті може мати до ста зв'язків із сусідніми волокнами, що в десятки разів перевищує кількість міжчасткових зв'язків у вісесиметричних частинок пористих фільтрів, які виготовлені методами порошкової металургії, навіть при їхньому ідеальному укладанні.

При дослідженні характеру розподілу пор і їхніх розмірів волокнові зразки просочували сплавом Вуда (50% Ві, 25% Рь, 13% Су, 12% Сd), робили пошарові шліфи і прорახовували зрізи. Спеціальні випробування проводили згідно ГОСТ 25277-82 на фільтрувальних установках ПО „Прогрес” (м. Бердичів), що спеціалізується на виробництві фільтрів різного призначення (ПМЖ, ПТЖ, ПТВ, ПТК); стендові випробування виконували згідно вимогам ГОСТ 2.601-95; вимірювання параметрів – по ГОСТ 17108-86. Перевірку міцності волокнових пористих зразків при максимальному перепаді тиску електроліту (0,5 МПа) визначали по ГОСТ 26070-83. Для перевірки міцності металоволокнових фільтрів при аксіальному стискаючому навантаженні використовували методику стиснення між притискними шайбами по ГОСТ 15.001-88. Пристрій для прикладання аксіального навантаження імітував умови роботи фільтроелемента. За номінальне навантаження приймали максимальну силу, яка не приводила до утворення залишкової деформації і порушення фільтруючих властивостей і видимих порушень пористої структури. Всі випробування проводили на зразках в кількості не менше трьох.

Випробування фільтрів із забрудненим відпрацьованим електролітом проводили з урахуванням вимог до фільтрації: у 10^{-6} м³ відпрацьованого електроліту повинне бути не більше 15 частинок забруднювача розміром, що перевищує 10^{-12} м. За забруднений електроліт використовували відпрацьований електроліт для сумісного знежирення і травлення. Температура випробування складала (40 ± 2) °С. Вміст суспензії у відпрацьованому електроліті перевищував 50 г/л.

При випробуваннях свинцевих фільтроелементів визначали характеристики структурних параметрів, гідро- і повітропроникності і механічних властивостей.

При випробуванні фільтроелементів на пористість відмічено, що при загальній пористості більше 20% практично тупикової і закритої пористості в них немає. Відмічено, що розмір пор у великій мірі залежить від щільності фільтроелементів (табл. 1). Результати розрахунку коефіцієнта звивистості пор $\beta_{\text{пор}}$ і експериментальна перевірка показали, що при пористості від 0,20 до 0,60 коефіцієнт $\beta_{\text{пор}}$ дорівнював від 1 до 1,5.

При випробуванні на проникність мали на увазі, що вона характеризує властивість пористого матеріалу пропускати через себе рідину під дією прикладеного градієнта тиску і визначається відношенням об'єму фільтрованої рідини до площі поверхні фільтруючої перегородки певної товщини і тривалості фільтрації при фіксованому перепаді тиску.

На рис. 3 і рис. 4 наведені результати випробувань повітро- і вологопроникності фільтроелементів різної пористості. Аналіз експериментальних даних показує, що проникність збільшується у міру зменшення щільності фільтрів, перепаду тиску і розмірів пор.

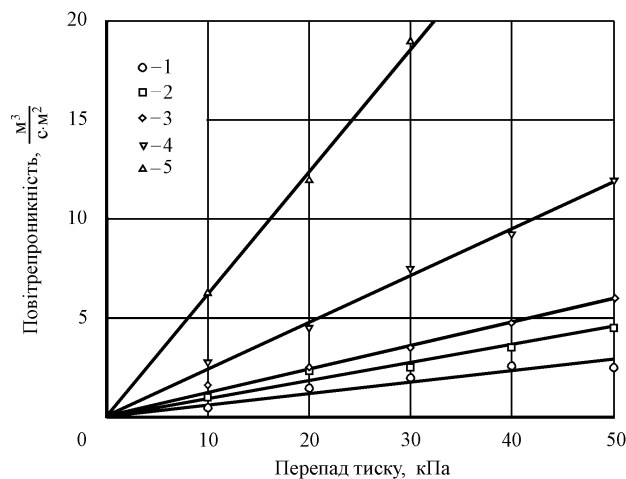
Таблиця 1 – Розмір пор залежно від щільності фільтроелементів

Пористість, %	Розмір пор, мкм
20	від 7 до 10
30	від 10 до 18
40	від 18 до 36
50	від 40 до 65
60	від 70 до 90

Регенерація фільтроелементів проводилася зворотним продуванням повітрям при тиску, що є більшим на 0,05 МПа за тиск фільтрації. Тривалість зворотного продування не перевищувала двох-трьох секунд, витрата повітря становила від 30 до 50 м³/кг. Інтервал між продуваннями складав від п'яти до шести хвилин. Результати регенерації показали, що після трьох-чотирьох продувань повітрям проникність фільтроелементів досягає початкового значення.

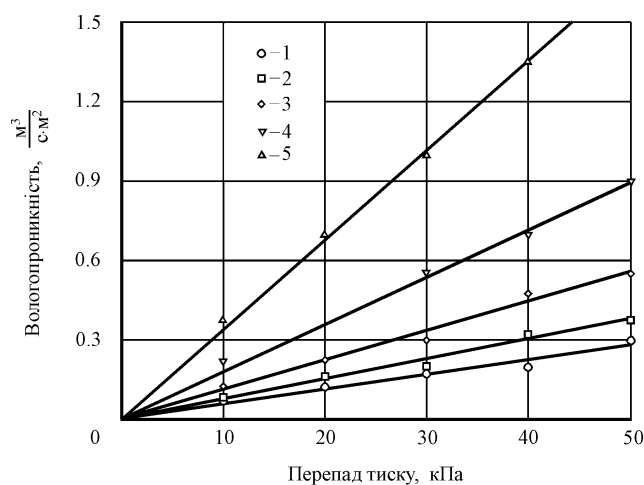
Результати дослідження показали, що дослідні фільтроелементи зі свинцевих волокон пористістю від 20% до 60% мали такі показники:

- коефіцієнт проникності, м² від 10⁻⁹ до 10⁻⁷;
- максимальний розмір пор, мкм до 1000;
- середній розмір пір, мкм від 10 до 300;
- питома поверхня, м²/г від 0,01 до 800;
- розподіл локальної проникності
(коефіцієнт варіації) від 0 до 0,5;
- капілярний потенціал, м²/с² до 8;
- межа міцності при поперечному вигині, МПа від 30 до 60.



Товщина фільтроелемента 10 мм.
Пористість: 1 – 20%; 2 – 30%; 3 – 40%; 4 – 50%; 5 – 60%

Рисунок 3 – Повітропроникність фільтроелементів із свинцевих волокон



Товщина фільтроелемента 12 мм.
Пористість: 1 – 20%; 2 – 30%; 3 – 40%; 4 – 50%; 5 – 60%

Рисунок 4 – Вологопроникність фільтроелементів із свинцевих волокон

В цілому можна зробити висновок, що свинцеві волокнисті фільтроелементи володіють низкою переваг в порівнянні з металокерамічними (порошковими) фільтрами. Вони є більш проникні, стійкі проти корозії, володіють високою пружністю, допускають легку регенерацію. Високий коефіцієнт проникності при мінімальних розмірах пор сприяє підвищенню терміну служби фільтрів, зменшенню їхніх габаритів і маси, дає можливість одержувати якісний фільтрат.

Волокнисті матеріали володіють достатньо високою технологічністю. Залежно від області застосування, експлуатаційних і конструкційних вимог волокнисті фільтроелементи можуть бути виготовлені у вигляді дисків, пластин, циліндрів, стаканів, конусів. Крім того, дані випробування на повітропроникність дають можливість стверджувати, що фільтроелементи з волокон свинцю можуть ефективно використовуватися не тільки для фільтрації агресивних розчинів, але і очищення газів в технологічних циклах хімічного, нафтохімічного, металургійного виробництва.

Список літератури

1. Оборудование цехов электрохимических покрытий: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1987. – 210 с.
2. Шепельский Н.В., Пукалов В.В., Свяцкий В.В. Разработка технического задания на проектирование опытно-промышленной установки непрерывного получения металлических волокон // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. науково-техн. зб. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – Вип. 31. – С. 141 – 145.
3. Патент №17942 (Україна), МКВ 6 В 22 F 9/08. Пристрій для отримання металевих гранул / М.В. Шепельський, В.П. Пукалов, В.В. Пукалов, В.В. Свяцький (Україна). – №96104104; Заявл. 29.10.96; Опубл. 03.06.97, Промислова власність. – 1997. – №5.
4. Шепельский Н.В., Пукалов В.В., Свяцкий В.В. Оптимизация режимов литья гранул // Зб. наук. праць КІСМ. – Кіровоград: КІСМ. – 1998. – Вип. 4. – С. 208 – 212.
5. Свяцкий В.В. Особенности технологии получения металлических волокон прессованием литых гранул // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії та машинобудуванні: Збірн. науков. праць ДДМА. – Краматорськ-Хмельницький, 2002. – С. 242 – 248.
6. Шепельский Н.В., Пукалов В.В., Свяцкий В.В. Энергосиловые условия прессования волокон // Зб. наук. праць КІСМ. – Кіровоград: КІСМ. – 1998. – Вип. 4. – С. 213 – 217.
7. Патент №22770 (Україна), МКВ 6 В 22 F 3/20. Пристрій для одержання металевих волокон / М.В. Шепельський, В.П. Пукалов, В.В. Пукалов, В.В. Свяцький (Україна). – №96051780; Заявл. 06.05.96; Опубл. 30.10.98, Промислова власність. – 1998. – №4.
8. Шепельский Н.В., Свяцкий В.В. Влияние геометрии очага деформации на процесс получения разобщенных волокон при прессовании литых гранул // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії та машинобудуванні: Збірн. наук. праць ДДМА. – Краматорськ-Слов'янськ, 2000. – С. 242 – 248.
9. Шепельский Н.В., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Оптимизация профиля прессового инструмента при прессовании металлических волокон // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. Тематичн. зб. наук. праць ДДМА. – Краматорськ, 2004. – С. 212 – 216.
10. Шепельский Н.В., Свяцкий В.В. Механизм разрушения по границам раздела деформируемых частиц при прессовании // Перспективні технології та обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії: Зб. наук. праць ДДМА. – Краматорськ: ДДМА, 2000. – С. 38 – 40.
11. Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Дослідження характеру руйнування поверхні контакту дискретних частинок при зсувних деформаціях // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. праць КДТУ. – Кіровоград: КДТУ, 2007. – Вип. 18. – С. 131 – 135.

Приведены результаты экспериментальных испытаний волокновых свинцовых элементов для фильтрации агрессивных сред. Показаны преимущества таких фильтров над металлокерамическими (порошковыми) фильтрами.

The results of experimental tests of lead fiber elements for hostile environment filtration are considered. The advantages of such filters in comparison with metal-ceramic powder filters are presented.

М.Д. Пархоменко, дир-р ІОЦ, О.Д. Криськов, проф., канд. техн. наук,
Ю.М. Пархоменко, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення динамічної моделі об'єкту управління осьовим зусиллям при фрикційному формоутворенні

В даній статті розглянуто методику визначення динамічної моделі об'єкту управління осьовим зусиллям, що діє в робочій зоні формоутворення при виготовленні деталей за методом фрикційного формоутворення. За результатами експерименту побудовано розгінні криві та визначено передаточну функцію осьового зусилля за методом М.П. Симою
динамічна модель, осьове зусилля, фрикційне формоутворення, розгінна крива, метод М.П. Симою

Технічний прогрес у машинобудуванні знаходить своє відображення у такому розвитку виробництва, який забезпечує раціональне використання металу при високій продуктивності праці, малих енерговитратах та прийнятному рівні якості. Тому сучасна технологія машинобудування характеризується безперервним пошуком методів та засобів економного використання металів при виготовленні деталей машин. Одним із таких технологічних напрямків є метод фрикційного формоутворення деталей. Це нова технологія, яка дозволяє підвищити коефіцієнт використання металу в декілька разів порівняно з виготовленням цих же деталей, наприклад, методом різання.

Технологія фрикційного формоутворення [1, 2, 3] базується на гарячому пластичному деформуванні матеріалу заготовки. Необхідну пластичність матеріалу забезпечує тепло, що виділяється на робочій поверхні заготовки – місці її контакту з тручим і одночасно деформуючим інструментом (ТДІ). Тепловиділення є результатом перетворення механічної роботи сил тертя, що виникають під дією осьового тиску в площині контакту заготовки та ТДІ при їх відносному обертанні. В залежності від матеріалу заготовки температура пластичного деформування в робочій та примикаючій до неї кореневій зоні формоутворення може бути різною. Наприклад, для заготовки з латуні ЛС59-1 температура робочої поверхні та кореневої зони в момент формоутворення досягає $650 \div 750^{\circ} \text{C}$. Під дією осьової сили притискання тручий та деформуючий інструмент занурюється в заготовку і витискає розігрітий до пластичного стану метал на периферію. Скупчуючись, охолоджуючись і твердіючи навкруги ТДІ, цей метал утворює деталь. Зовнішнє радіальне формоутворення забезпечується обкатуючими валками. Такий процес може бути корисним при виготовленні вісесиметричних деталей.

Процес фрикційного формоутворення є результатом дії декількох рухів, основними з яких є відносне кутове та лінійне переміщення ТДІ і заготовки. Існує два види керування лінійним відносним переміщенням: 1) при постійній силі тиску на робочій поверхні; 2) при постійній швидкості лінійного переміщення. В даному випадку розглядається другий вид керування, який реалізується на діючих верстатах кулачковою системою управління на основі архімедової спіралі. Змінюючи профіль кулачків можна отримати будь-яку швидкість осьового руху формоутворюючого органу.

За один оберт розподільчого валу здійснюється повний цикл виготовлення деталі, часова діаграма якого представлена на Рис.1.

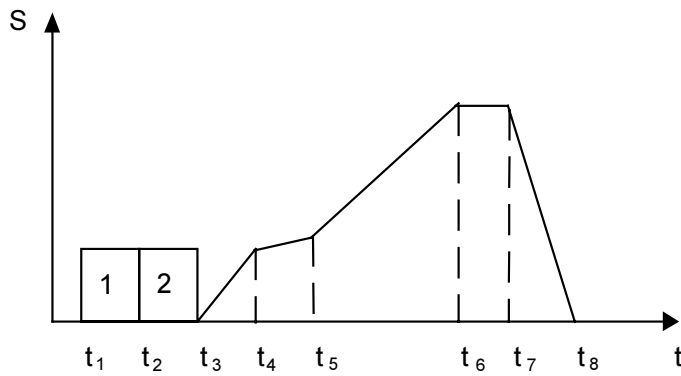


Рисунок 1- Етапи виготовлення деталі

Кожний такий цикл складається з наступних етапів:

$t_1 - t_3$ - підготовчі операції;

$t_3 - t_4$ - поступальний рух ТДІ до моменту дотику з заготовкою;

$t_4 - t_5$ - притирання та розігрів робочої області до моменту, коли заготовка починає пластично текти;

$t_5 - t_6$ - робочий хід процесу формоутворення – занурення ТДІ;

$t_6 - t_7$ - зупинка ТДІ, калібровка форми, вивід ТДІ з робочої форми;

$t_7 - t_8$ - зворотній рух ТДІ, охолодження напівфабрикату та доробка різанням.

Основним змінним параметром формоутворюючого руху є осьова сила, яка викликає позитивні переміщення в системі (етапи $t_1 - t_3$, $t_3 - t_4$, $t_5 - t_6$, $t_6 - t_7$, $t_7 - t_8$) (Рис.1) і спричиняє появу пружних деформацій в момент дотику заготовки і ТДІ. Продовження руху формоутворюючого інструмента після дотику (етап $t_4 - t_5$) спричиняє різкий зріст осьового зусилля, яке приводить до проковзування та деформації холодної заготовки, впливає на стійкість конструкції та стабільність технологічного процесу. Діюча кулачкова система управління не спроможна забезпечити регулювання швидкості руху ТДІ після дотику до заготовки із-за відсутності зворотного зв'язку. Щоб подолати цей недолік, необхідно впровадити замкнуту цифрову систему автоматичного керування швидкістю руху ТДІ, яка буде вступати в дію після кожного сигналу – сповіщення від датчика про дотик формоутворюючого елемента до заготовки.

Для того, щоб розробити означену систему спершу необхідно визначити динамічну модель (передаточну функцію) об'єкту управління - області формоутворення, вихідним параметром якої є осьове зусилля P , що виникає в місці дотику заготовки та ТДІ, за кривою розгону. З цією метою було проведено ряд експериментів по виготовленню деталей за діючою технологією, в результаті яких були отримані розгінні криві осьового зусилля (Рис.2). При визначенні розгінних кривих в експерименті були задіяні: тензометрична станція „Топаз 3-3-01” з тензометричним мостом, встановленим на коромислі кулачкового механізму подачі заготовки; світлопроменевий осцилограф Н0712 та дзеркальний гальванометр ($f_{max} = 15$ КГц). Калібровка вимірювальної системи забезпечувала максимальне зусилля – 500 кГ при дозволяючій здатності – 1 кГ.

Аналіз можливості використання методу дотичної до точки перегину кривої розгону (точки переходу кривої від режиму прискорення до режиму уповільнення) – при визначенні передаточної функції інерційної ланки першого порядку та методу Орманса, який дозволяє знаходити постійні часу T_1 , T_2 - при визначенні моделі передаточної функції другого порядку показав недоцільність їх застосування, так як значення нормованої розгінної кривої осьового зусилля (Рис.3) в момент часу $t_4 = 0,167$ с, визначений за формулою $t_4 = t_7/3$, де $t_7 = 0,5$ с відповідає значенню $P_7 = 0,7$ нормованої кривої, $P_4 = 0,17$ менше фіксованої величини 0,19 ($P_4 < 0,19$). Тому при визначенні передаточної функції досліджуємого об'єкта було використано метод інтегральних площин (метод М. П. Симою). Цей метод дозволяє апроксимувати

розгінну криву об'єкта управління з самовирівнюванням передаточною функцією виду [2]:

$$W_M(s) = K\bar{W}_M(s)e^{-s\tau} = K \frac{1 + b_1s + b_2s^2 + \dots + b_ms^m}{1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n} e^{-s\tau}, \quad (1)$$

де K – коефіцієнт підсилення, τ – час запізнення, a_i, b_i – коефіцієнти передаточної функції, $\bar{W}_M(s) = \frac{1 + b_1s + b_2s^2 + \dots + b_ms^m}{1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n}$ – передаточна функція нормованої розгінної кривої.

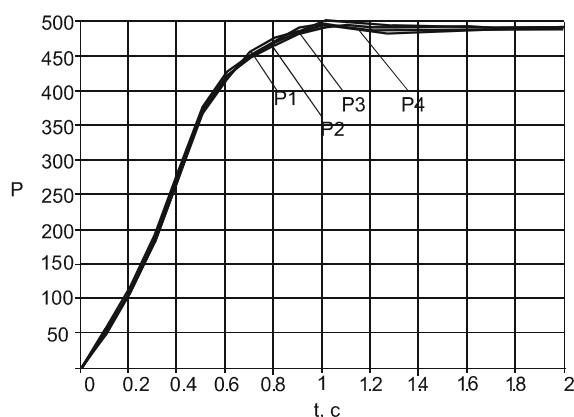


Рисунок 2 - Розгінні криві об'єкту управління осьовим зусиллям

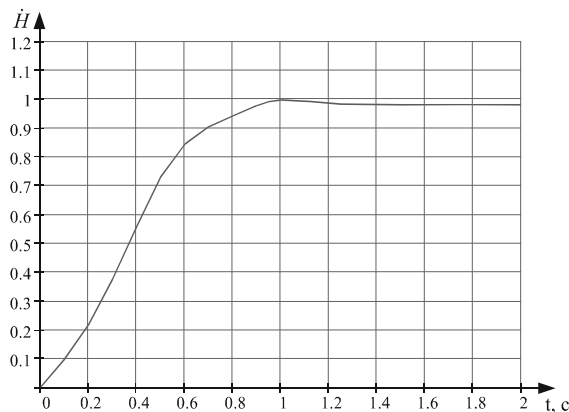


Рисунок 3 - Нормована крива об'єкту управління осьовим зусиллям

Згідно розробленої методики коефіцієнти a_i, b_i передаточної функції визначаються на основі лінійних рівнянь:

$$\begin{aligned} a_1 &= b_1 + S_1, \\ a_2 &= b_2 + b_1S_1 + S_2, \\ a_3 &= b_3 + b_2S_1 + b_1S_2 + S_3, \\ &\dots \\ a_k &= b_k + S_k + \sum_{i=1}^{k-1} b_i S_{k-i}. \end{aligned} \quad (2)$$

де коефіцієнти розкладу S_k названі М.П. Симою площинами.

Для визначення площин S_k вводиться зворотна від нормованої $\bar{h}(t)$ допоміжна функція $\varphi(t)$ (3). Зображення цієї функції по Лапласу розкладається в ряд Тейлора.

$$\varphi(t) = 1 - \bar{h}(t) \quad (3)$$

Коефіцієнти розкладення $\mu_k(t)$ носять назву моментів допоміжної функції $\varphi(t)$, які можуть бути обчисленими безпосередньо із графіку функції (Рис.4). Для цього уся площина, обмежена кривою $\varphi(t)$, розбивається на n малих площин ($n = 20$) шириною

$$\Delta t = \frac{T_n}{n} = \frac{2c}{20} = 0,1c, \text{ на підставі яких визначаються моменти } \mu_k(t) \text{ допоміжної функції } \varphi(t) \quad (4)$$

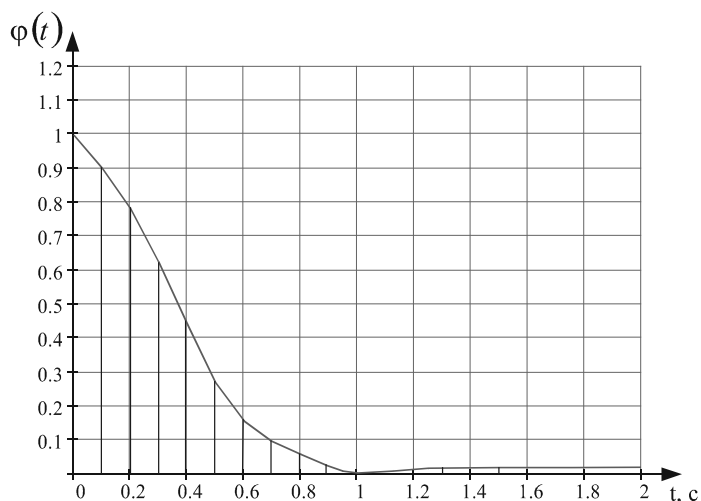


Рисунок 4 - Графік функції $\varphi(t) = 1 - \bar{h}(t)$

$$\begin{aligned}\mu_0 &= \int_0^{\infty} \varphi(t) dt, \\ \mu_1 &= \int_0^{\infty} (-t) \varphi(t) dt, \\ \mu_2 &= \frac{1}{2!} \int_0^{\infty} (-t)^2 \varphi(t) dt, \\ \mu_k &= \frac{1}{k!} \int_0^{\infty} (-t)^k \varphi(t) dt.\end{aligned}\quad (4)$$

Залежність між площинами S_k та моментами $\mu_k(t)$ допоміжної функції $\varphi(t)$ визначається рівняннями (5).

$$\begin{aligned}S_1 &= \mu_0, \\ S_2 &= \mu_0 S_1 + \mu_1, \\ S_3 &= \mu_0 S_2 + \mu_1 S_1 + \mu_2, \\ S_k &= \mu_{k-1} + \sum_{i=0}^{k-2} \mu_i S_{k-1-i}.\end{aligned}\quad (5)$$

Для обчислення інтегралів (4) використовувався метод трапецій, згідно з яким моменти $\mu_k(t)$ визначаються за формулами (6).

$$\begin{aligned}\mu_0 &= \Delta t \left\{ \sum_{i=1}^{n-1} \varphi(i\Delta t) + 0.5\varphi(0) \right\} = \Delta t \left\{ \sum_{i=1}^{n-1} (1 - \bar{h}(i\Delta t)) + 0.5(1 - \bar{h}(0)) \right\}, \\ \mu_1 &= \Delta t \sum_{i=1}^{n-1} (-i\Delta t) \varphi(i\Delta t), \\ \mu_2 &= \frac{\Delta t}{2!} \sum_{i=1}^{n-1} (-i\Delta t)^2 \varphi(i\Delta t), \\ \mu_k &= \frac{\Delta t}{k!} \sum_{i=1}^{n-1} (-i\Delta t)^k \varphi(i\Delta t).\end{aligned}\quad (6)$$

Після підстановки значень $\varphi(i\Delta t)$ (Рис.4) в формули (6) визначимо моменти μ_0, μ_1, μ_2 , на підставі яких за формулами (5) визначимо площини $S_1 \div S_3$.

$$S_1 = 0,388, \quad S_2 = 0,051, \quad S_3 = 0,0017 \quad (7)$$

Виходячи з припущення, що поліном чисельника (1) на 2-3 ступеня менше знаменника ($m < n$, $b_i = 0$), передаточну функцію нормованої кривої $\bar{h}(t)$ визначаємо за формулою (8)

$$\bar{W}_M(s) = \frac{1}{1 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3}, \quad n = 3, \quad m = 0. \quad (8)$$

В даному випадку значення коефіцієнтів передачі a_i , визначені за формулами (2), будуть співпадати з величинами розрахованих площин S_i

$$a_1 = S_1 = 0,388, \quad a_2 = S_2 = 0,051, \quad a_3 + S_3 = 0,0017 \quad (9)$$

Підставимо отримані значення коефіцієнтів передачі a_i в формулу (8) – в результаті передаточна функція нормованої кривої $\bar{h}(t)$ прийме вид

$$\bar{W}_M(s) = \frac{1}{1 + 0,388 \cdot s + 0,051 \cdot s^2 + 0,0017 \cdot s^3} \quad (10)$$

Так як значення a_3 значно менше інших коефіцієнтів передачі, то ним можна знехтувати.

Коефіцієнт підсилення $K = K_{об}$ об'єкта управління визначається із співвідношення

$$K_{об} = \frac{\Delta \bar{P}(\infty)}{\Delta x} = \frac{500 \kappa \Gamma}{220 B} = 2,273 \kappa \Gamma / B \quad (11)$$

де Δx – значення вхідного діяння – напруги живлення двигуна подачі, $\Delta \bar{P}(\infty)$ – максимальне значення осьового зусилля.

Так як розгінна крива осьового зусилля знімалася на діючому верстаті при неперервній подачі ТДІ до заготовки і після дотику, то час запізнення приймаємо рівним нулю ($\tau_s = 0$). Підставимо в формулу (1) значення коефіцієнта підсилення K (11), постійну запізнення $e^{-p\tau_s} = 1$ і передаточну функцію нормованої кривої $\bar{W}_M(s)$. В результаті отримаємо кінцеву формула передаточної функції досліджуємого об'єкта, яка визначається виразом:

$$W_{об}(s) = \frac{2,273}{0,051 \cdot s^2 + 0,388 \cdot s + 1} \quad (12)$$

На основі отриманої динамічної моделі можна спроектувати замкнуту цифрову систему керування осьовим зусиллям спроможну забезпечувати стабільність технологічного процесу виготовлення деталей за методом фрикційного формоутворення.

Список літератури

1. Криськов О.Д. Технологія фрикційного формоутворення. – Кіровоград: РВЛ КНТУ, 2008. – 303с.
2. Косматенко К.Є., Криськов О.Д., Пархоменко М.Д. Шляхи стабілізації автоматизованого процесу фрикційного формоутворення. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомч. наук. – техн. зб-к. – Кіровоград: КДТУ, 2002. - №32. – С.150-153.
3. Криськов О.Д., Косматенко К.Є., Пархоменко Ю.М. Передумови вибору конструкції шпіндельного вузла верстату автомата фрикційного формоутворення //Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Збірник наук. Праць. – Кіровоград: КДТУ, 2002. - Вип. 11.
4. Симою М.П. Определение коэффициентов передаточных функций линеаризованных звеньев систем регулирования. Автоматика и телемеханика, 1957 г., № 6, с.514–527

В данной статье рассмотрена методика определения динамической модели объекта управления осевым усилием, которое действует в рабочей зоне формообразования при изготовлении деталей методом фрикционного формообразования. По результатам эксперимента построены разгонные кривые и определена передаточная функция осевого усилия по методу М.П. Симою

In this article is considered a method of determination of dynamic model of object management axial effort which operates in the working area of formcreation at making of details the method of friction formcreation. On results of experiment starting curves are built and the transmission function of axial effort is certain on the method of M.P. Simoyu

Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор - масивний корпус - автобалансир

Пропонується методика складання спрощених диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами, що ґрунтується на припущенні про малість лінійних і кутових відхилень подовжньої осі ротора, і про малість маси дисбалансу і корегувальних вантажів в порівнянні з масою ротора. Ефективність методики розглядається на прикладі системи, що складається зі встановленого на в'язко-пружні опори масивного корпусу, статично неврівноваженого ротора що обертається в ньому і несе кульовий автобалансир.

ротор, автобалансування, дисбаланс, автобалансир, диференціальні рівняння

Вступ. Для складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами (АБ) застосовуються рівняння Лагранжа II роду, або загальні теореми динаміки [1-3]. На практиці рівняння, які при цьому одержуються майже не піддаються аналітичному дослідженню через істотну нелінійність і велику кількість ступенів вільності системи. У роботі [2] використовуються спрощені диференціальні рівняння руху роторів з АБ, але відсутня методика одержання таких рівнянь. У роботі [3] даються певні рекомендації із складання спрощених рівнянь, засновані на припущеннях, що обмежують рух (кульового) АБ, обговорюється вигляд диференціальних рівнянь руху, що одержуються, але також відсутня загальна методика, що ускладнює застосування на практиці наведених у роботі рекомендацій. Тому у цій роботі розробляється новий метод складання спрощених диференціальних рівнянь руху роторних систем з АБ, що ґрунтується на припущеннях про малість лінійних і кутових відхилень подовжньої осі ротора, і про малість маси дисбалансу і корегувальних вантажів (КВ) щодо маси ротора. Застосування методу ілюструються на прикладі системи, складеної з важкого корпусу на в'язко-пружних опорах і розміщеного в ньому статично неврівноваженого ротора з кульовим АБ.

§1. Опис моделі. Осесиметричний ротор насаджений на жорсткий невагомий, або вагомий вал, маса якого віднесена до маси ротора і який жорстко закріплений у корпусі (рис. 1.1). Загальна маса ротора m_p , маса корпусу M_k . Корпус утримують в'язко-пружні опори. Центр мас ротора і масивного корпусу співпадають і знаходяться у точці O . Складова ω швидкості обертання ротора навколо вала є сталою. Пружні властивості опор характеризують коефіцієнти жорсткості $c_{Lx}, c_{Ly}, c_{Ly}, c_{Rx}, c_{Ry}$, а в'язкі – коефіцієнти в'язкості $h_{Lx}, h_{Ly}, h_{Ly}, h_{Rx}, h_{Ry}$. В площині $z = d$ знаходиться статичний дисбаланс s , утворений точковою масою m_0 , що знаходиться на відстані r_0 до подовжньої осі ротора ($s = m_0 r_0$).

На рис. 1.1 наведена схема нерухомої системи у положенні статичної рівноваги. Система координат $Oxuz$ - нерухома, а $G\xi\eta\zeta$ - рухома і жорстко зв'язана з ротором. У наведеному положенні ці системи співпадають. Вісь z спрямована по осі вала, вісь x спрямована у бік початкового напрямку вектора статичного дисбалансу s , а вісь y спрямована так, що система координат – права.

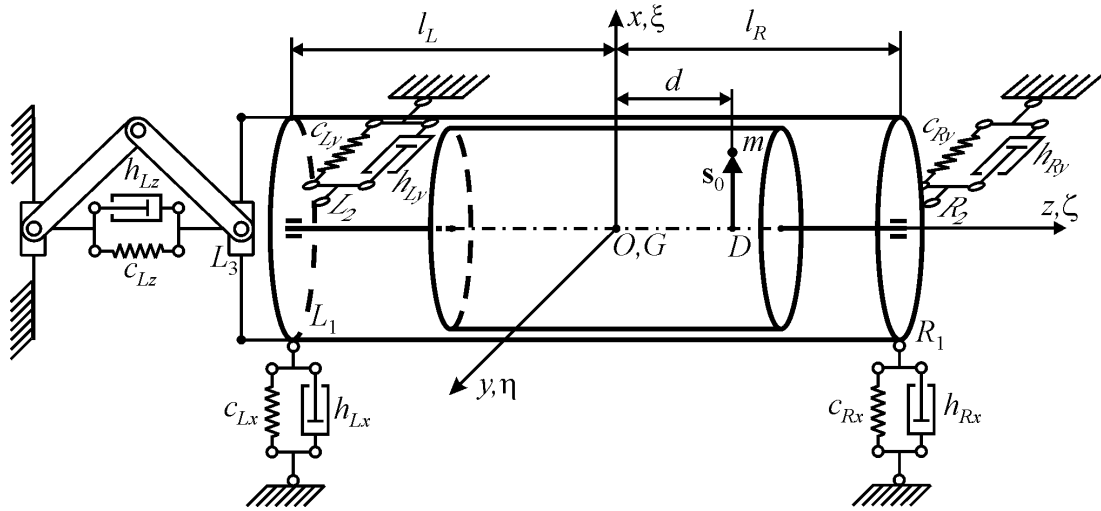


Рисунок 1.1 – Ротор у масивному корпусі, встановленому на в'язко-пружних опорах

Модель руху ротора (з масивним корпусом і дисбалансом) наведена на рис. 1.2. Спочатку здійснюється поступальний рух ротора з корпусом разом з точкою G в положення (x_G, y_G, z_G) , після якого система координат $G\xi\eta\zeta$ займає проміжне положення $Gx_Gy_Gz_G$ (рис. 1.2, а). Потім відбуваються повороти ротора з корпусом навколо точки G на кути Резаля α і β (рис. 1.2, б), після чого осі системи $Gx_Gy_Gz_G$ переходять у осі – $Guv\zeta$. Останнім відбувається поворот ротора навколо подовжньої осі ζ на кут ωt (рис. 1.2, в), після чого осі системи $Guv\zeta$ переходять у осі – $G\xi\eta\zeta$.

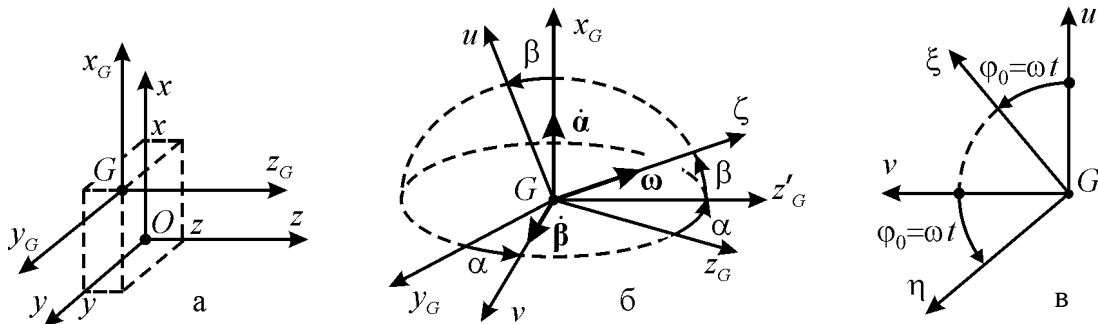


Рисунок 1.2 – Кінематика руху ротора і корпусу

У площині $z = d$ знаходиться кульовий АБ, складений з n куль. Маса i -ої кулі m_i і вона рухається по кільцевій доріжці радіуса r_i (рис. 1.3).

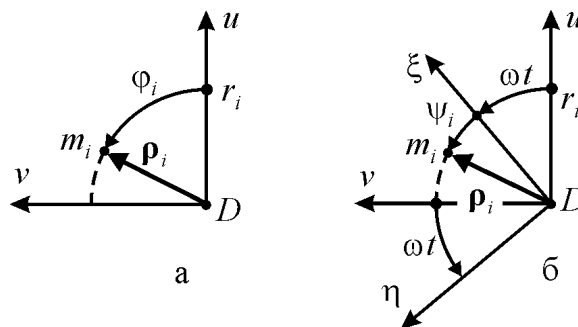


Рисунок 1.3 – Кінематика руху куль і маси дисбалансу

Вважається, що: кулі є матеріальними точками; якщо кулі знаходяться на одній доріжці, то вони не заважають рухатися одна одній.

Положення куль у площині $z = d$ визначатимемо абсолютними ϕ_i (рис. 1.3, а), або відносними кутами ψ_i (рис. 1.3, б): $\phi_i = \omega t + \psi_i$, $/i = \overline{1, n}/$.

Відносному рухові куль перешкоджають сили в'язкого опору $F_i^{(on)} = h_i u_i$, $/i = \overline{1, n}/$, де h_i – коефіцієнт сил в'язкого опору, u_i – модуль відносної швидкості кулі. Силами ваги, що діють на систему – нехтуємо.

§2. Методика складання спрощених диференціальних рівнянь руху системи.

Для складання диференціальних рівнянь руху системи використовуємо рівняння Лагранжа II роду у вигляді

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial q}, \quad q = (x, y, z, \alpha, \beta, \phi_1, \dots, \phi_n)^T, \quad (2.1)$$

де T – кінетична, Π – потенціальна енергії системи, Φ – дисипативна функція релая, q – вектор узагальнених координат, що визначають рух системи.

Пропонується відразу складати спрощені диференціальні рівняння руху системи у припущеннях, що подовжня вісь ротора під час його руху здійснює невеликі відхилення від положення статичної рівноваги, що похідні від цих відхилень – також малі величини, і що маса КВ в АБ та маса дисбалансу значно менші маси ротора. В аналітичному записі для розглядуваної системи ці припущення мають наступний вигляд:

$$|\alpha|, |\beta|, |x|, |y|, |z| \ll 1; \quad |\dot{\alpha}|, |\dot{\beta}|, |\dot{x}|, |\dot{y}|, |\dot{z}| \ll 1; \quad \sum_{i=0}^n m_0 \ll m_p, M_k. \quad (2.2)$$

1. Кінетична енергія системи.

Кінетична енергія ротора є сумою кінетичної енергії поступального руху разом з центром мас і кінетичної енергії обертального руху навколо центра мас ротора:

$$T_p = T_p^{(noc)} + T_p^{(ob)}, \quad T_p^{(noc)} = m_p \mathbf{v}_G^2 / 2, \quad T_p^{(ob)} = \boldsymbol{\omega}_p^T \mathbf{J}_p \boldsymbol{\omega}_p / 2.$$

Радіус-вектор точки G , її швидкість \mathbf{v}_G в проєкціях на осі нерухомої системи $Oxyz$, кутова швидкість обертання ротора $\boldsymbol{\omega}_p$ та його тензор інерції \mathbf{J}_p в проєкціях на осі рухомої системи $Guv\zeta$ мають вигляд

$$\mathbf{r}_G \approx (x, y, z)^T, \quad \mathbf{v}_G \approx (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})^T, \quad \boldsymbol{\omega}_p \approx (\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \omega + \dot{\alpha}\beta)^T, \quad \mathbf{J}_p = \text{Diag}(A_p, A_p, C_p).$$

Тоді з точністю до величин другого порядку малості включно маємо

$$T_p \approx m_p (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) / 2 + [A_p (\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) + C_p (\omega^2 + 2\omega\dot{\alpha}\beta)] / 2. \quad (2.3)$$

Кінетична енергія масивного корпусу знаходиться аналогічно ротору:

$$T_k = T_k^{(noc)} + T_k^{(ob)}, \quad T_k^{(noc)} = m_k \mathbf{v}_G^2 / 2, \quad T_k^{(ob)} = \boldsymbol{\omega}_k^T \mathbf{J}_k \boldsymbol{\omega}_k / 2.$$

Кутова швидкість обертання корпусу, та його тензор інерції в проєкціях на осі рухомої системи $Guv\zeta$

$$\boldsymbol{\omega}_k \approx (\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\alpha}\beta)^T, \quad \mathbf{J}_k = \text{Diag}(A_k, A_k, C_k).$$

З точністю до величин другого порядку малості включно

$$T_k \approx m_k (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) / 2 + A_k (\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) / 2. \quad (2.4)$$

Кінетична енергія i -ої кулі, чи дисбалансу дорівнює $T_i = m_i \mathbf{v}_i^2 / 2$, $/i = \overline{0, n}/$.

Швидкість маси m_i знаходимо як суму швидкості переносного – поступального руху разом з полюсом G і швидкості відносного – обертального руху маси навколо полюса G . Відносно осей системи $Guv\zeta$ маса m_i має такі координати і кутову швидкість обертання навколо точки G :

$$\mathbf{r}_i = (r_i \cos \phi_i, r_i \sin \phi_i, d)^T, \quad \boldsymbol{\omega}_i \approx (\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\phi}_i + \dot{\alpha}\beta)^T, \quad /i = \overline{0, n}/.$$

Матриця перетворення координат при переході від системи $Guv\zeta$ до $Gx_G y_G z_G$

$$\mathbf{A}_{\alpha\beta} = \begin{pmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ \sin\alpha\sin\beta & \cos\alpha & -\sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \sin\alpha & \cos\alpha\cos\beta \end{pmatrix} \approx \begin{pmatrix} 1 & 0 & \beta \\ 0 & 1 & -\alpha \\ -\beta & \alpha & 1 \end{pmatrix}.$$

В проекціях на осі системи $Guv\zeta$ швидкість точки i : $\mathbf{v}_i = \mathbf{A}_{\alpha\beta}^T \mathbf{v}_G + \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{r}_i$, $i = \overline{0, n/}$. З урахуванням співвідношень малості (2.2), з точністю до величин другого порядку малості включно

$$T_i \approx m_i \{r_i^2 \dot{\phi}_i^2 - 2r_i \dot{\phi}_i [(\dot{x} + d\dot{\beta}) \sin \phi_i - (\dot{y} - d\dot{\alpha}) \cos \phi_i] + \dots\} / 2, \quad i = \overline{0, n/}. \quad (2.5)$$

З врахуванням (2.3)-(2.5) кінетична енергія системи з точністю до величин другого порядку малості включно має вигляд

$$T = T_\kappa + T_p + \sum_{i=0}^n T_i \approx \frac{1}{2} M (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} [A(\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) + C(\omega^2 + 2\omega\dot{\alpha}\beta)] + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^n m_i \{r_i^2 \dot{\phi}_i^2 - 2r_i \dot{\phi}_i [(\dot{x} + d\dot{\beta}) \sin \phi_i - (\dot{y} - d\dot{\alpha}) \cos \phi_i]\}. \quad (2.6)$$

де

$$M = M_\kappa + m_p, \quad A = A_\kappa + A_p, \quad C = C_p. \quad (2.7)$$

З рівнянь (2.6), (2.7) видно, що корпус, що здійснює тільки частину рухів ротора додає до відповідних масо-інерційних характеристик ротора свої характеристики. При цьому начебто утворюється інший – більш масивний і подовжений ротор. Через це навіть короткий ротор у масивному корпусі може поводитися як довгий.

За рівнянням (2.6) обчислюються ліві частини рівнянь Лагранжа II роду.

2. Потенціальна енергія, накопичена опорами

$$\Pi = (c_{Lx} \Delta r_{L_1x}^2 + c_{Ly} \Delta r_{L_2y}^2 + c_{Lz} \Delta r_{L_3z}^2 + c_{Rx} \Delta r_{R_1x}^2 + c_{Ry} \Delta r_{R_2y}^2) / 2.$$

де в проекціях на осі нерухомої системи $Oxyz$ вектори відхилень точок L_1, L_2, L_3, R_1, R_2 від положень, що відповідають статичній рівновазі корпуса:

$$\Delta \mathbf{r}_{L_1} \approx \begin{pmatrix} x - l_L \beta \\ y + l_L \alpha \\ z + r_\kappa \beta \end{pmatrix}, \quad \Delta \mathbf{r}_{L_2} \approx \begin{pmatrix} x - l_L \beta \\ y + l_L \alpha \\ z - r_\kappa \alpha \end{pmatrix}, \quad \Delta \mathbf{r}_{L_3} \approx \begin{pmatrix} x - l_L \beta \\ y + l_L \alpha \\ z \end{pmatrix}, \quad \Delta \mathbf{r}_{R_1} \approx \begin{pmatrix} x + l_R \beta \\ y - l_R \alpha \\ z + r_\kappa \beta \end{pmatrix}, \quad \Delta \mathbf{r}_{R_2} \approx \begin{pmatrix} x + l_R \beta \\ y - l_R \alpha \\ z - r_\kappa \alpha \end{pmatrix}.$$

Підставивши проекції відхилень у потенціальну енергію перетворюємо її до вигляду

$$\Pi = (c_x x^2 + c_y y^2 + c_z z^2 + c_\alpha \alpha^2 + c_\beta \beta^2 - 2c_{x\beta} x\beta + 2c_{y\alpha} y\alpha) / 2. \quad (2.8)$$

де

$$c_x = c_{Lx} + c_{Rx}, \quad c_y = c_{Ly} + c_{Ry}, \quad c_z = c_{Rz}, \quad c_\alpha = c_{Ly} l_L^2 + c_{Ry} l_R^2, \quad c_\beta = c_{Lx} l_L^2 + c_{Rx} l_R^2, \\ c_{x\beta} = c_{Lx} l_L - c_{Rx} l_R, \quad c_{y\alpha} = c_{Ly} l_L - c_{Ry} l_R. \quad (2.9)$$

3. Дисипативна функція Релея

$$\Phi = \frac{1}{2} [h_{Lx} \Delta \dot{r}_{L_1x}^2 + h_{Ly} \Delta \dot{r}_{L_2y}^2 + h_{Lz} \Delta \dot{r}_{L_3z}^2 + h_{Rx} \Delta \dot{r}_{R_1x}^2 + h_{Ry} \Delta \dot{r}_{R_2y}^2] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n h_i u_i^2,$$

де швидкості куль відносно ротора

$$u_i = r_i (\dot{\phi}_i - \omega), \quad i = \overline{1, n/}.$$

Підставляючи швидкості у дисипативну функцію Релея, перетворюємо її до вигляду

$$\Phi = \frac{1}{2} [h_x \dot{x}^2 + h_y \dot{y}^2 + h_\alpha \dot{\alpha}^2 + h_\beta \dot{\beta}^2 + h_z \dot{z}^2 - 2h_{x\beta} \dot{x}\dot{\beta} + 2h_{y\alpha} \dot{y}\dot{\alpha}] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n h_i r_i^2 (\dot{\phi}_i - \omega)^2. \quad (2.10)$$

де

$$h_x = h_{Lx} + h_{Rx}, \quad h_y = h_{Ly} + h_{Ry}, \quad h_z = h_{Lz}, \quad h_\alpha = h_{Ly} l_L^2 + h_{Ry} l_R^2, \quad h_\beta = h_{Lx} l_L^2 + h_{Rx} l_R^2,$$

$$h_{x\beta} = h_{Lx}L_L - h_{Rx}L_R, \quad h_{y\alpha} = h_{Ly}L_L - h_{Ry}L_R. \quad (2.11)$$

За потенціальною енергією у вигляді (2.8), та за дисипативною функцією Релея у вигляді (2.10) визначаються праві частини рівнянь Лагранжа II роду.

Рівняння Лагранжа II роду (2.1) дають такі **диференціальні рівняння руху системи**

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + h_z\dot{z} + c_z z &= 0, \\ M\ddot{x} + h_x\dot{x} + c_x x - h_{x\beta}\dot{\beta} - c_{x\beta}\beta - \sum_{i=0}^n m_i r_i (\ddot{\phi}_i \sin \phi_i + \dot{\phi}_i^2 \cos \phi_i) &= 0, \\ M\ddot{y} + h_y\dot{y} + c_y y + h_{y\alpha}\dot{\alpha} + c_{y\alpha}\alpha + \sum_{i=0}^n m_i r_i (\ddot{\phi}_i \cos \phi_i - \dot{\phi}_i^2 \sin \phi_i) &= 0, \\ A\ddot{\alpha} + h_\alpha\dot{\alpha} + c_\alpha \alpha + C\omega\dot{\beta} + h_{y\alpha}\dot{y} + c_{y\alpha}y - d \sum_{i=0}^n m_i r_i (\ddot{\phi}_i \cos \phi_i - \dot{\phi}_i^2 \sin \phi_i) &= 0, \\ A\ddot{\beta} + h_\beta\dot{\beta} + c_\beta \beta - C\omega\dot{\alpha} - h_{x\beta}\dot{x} - c_{x\beta}x - d \sum_{i=0}^n m_i r_i (\ddot{\phi}_i \sin \phi_i + \dot{\phi}_i^2 \cos \phi_i) &= 0, \\ m_i r_i [\ddot{\phi}_i r_i - (\ddot{x} + d\ddot{\beta}) \sin \phi_i + (\ddot{y} - d\ddot{\alpha}) \cos \phi_i] + h_i r_i^2 (\dot{\phi}_i - \omega) &= 0, \quad / i = \overline{1, n} /. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Одержана система розпалася на дві незалежні підсистеми. Перше рівняння в (2.12) описує затухаючий рух системи вздовж осі z . Решта рівнянь описує процес автобалансування. Будемо у подальшому розглядати тільки ці рівняння.

§3. Узагальнення методики складання диференціальних рівнянь руху.

1. Вводимо у розглядання узагальнені координати, що визначають проекції сумарного дисбалансу точкової маси і куль на осі u, v відповідно

$$s_u = \sum_{i=0}^n m_i r_i \cos \phi_i, \quad s_v = \sum_{i=0}^n m_i r_i \sin \phi_i. \quad (3.1)$$

Тоді диференціальні рівняння руху ротора можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + h_x\dot{x} + c_x x - h_{x\beta}\dot{\beta} - c_{x\beta}\beta + \ddot{s}_u &= 0, \quad M\ddot{y} + h_y\dot{y} + c_y y + h_{y\alpha}\dot{\alpha} + c_{y\alpha}\alpha + \ddot{s}_v = 0, \\ A\ddot{\alpha} + h_\alpha\dot{\alpha} + c_\alpha \alpha + C\omega\dot{\beta} + h_{y\alpha}\dot{y} + c_{y\alpha}y - d\ddot{s}_v &= 0, \\ A\ddot{\beta} + h_\beta\dot{\beta} + c_\beta \beta - C\omega\dot{\alpha} - h_{x\beta}\dot{x} - c_{x\beta}x + d\ddot{s}_u &= 0. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Отже диференціальні рівняння руху ротора відносно його координат і дисбалансу є лінійними.

2. Вводимо у розглядання проекції прискорення точки D на осі u, v

$$\ddot{u}_D \approx \ddot{x} + d\ddot{\beta}, \quad \ddot{v}_D \approx \ddot{y} - d\ddot{\alpha}. \quad (3.3)$$

тоді диференціальні рівняння руху куль приймуть вигляд:

$$m_i r_i [\ddot{\phi}_i r_i - \ddot{u}_D \sin \phi_i + \ddot{v}_D \cos \phi_i] + h_i r_i^2 (\dot{\phi}_i - \omega) = 0, \quad / i = \overline{1, n} /. \quad (3.4)$$

Отже для будь-якого кульового АБ його диференціальні рівняння руху будуть мати вигляд (3.4).

3. Нехай у двох різних площинах корекції ротора, що знаходяться на відстані d_k від центра мас ротора знаходиться два кульових АБ, складених з n_k куль, що мають маси m_{ki} і рухаються по доріжках радіуса r_{ki} , $/ i = \overline{1, n_k} /$, $/ k = 1, 2 /$. Нехай у цих площинах дисбаланси утворюють точкові маси m_{k0} , що знаходяться на відстані r_{k0} від подовжньої осі ротора. Нехай положення дисбалансу і куль задають абсолютні кути ϕ_{ki} , $/ i = \overline{0, n_k} /$. Для кожної площини зрівноваження вводимо узагальнені координати, що визначають проекції сумарного дисбалансу точкової маси і куль на осі u, v

$$s_{ku} = \sum_{i=0}^{n_k} m_{ki} r_{ki} \cos \varphi_{ki}, \quad s_{kv} = \sum_{i=0}^{n_k} m_{ki} r_{ki} \sin \varphi_{ki}, \quad / k = 1, 2 / . \quad (3.5)$$

Тоді диференціальні рівняння руху ротора знову залишаться лінійними:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + h_x \dot{x} + c_x x - h_{x\beta} \dot{\beta} - c_{x\beta} \beta + \ddot{s}_{1u} + \ddot{s}_{2u} &= 0, & M\ddot{y} + M\dot{y} + h_y \dot{y} + c_y y + h_{y\alpha} \dot{\alpha} + c_{y\alpha} \alpha + \ddot{s}_{1v} + \ddot{s}_{2v} &= 0, \\ A\ddot{\alpha} + h_\alpha \dot{\alpha} + c_\alpha \alpha + C\omega \dot{\beta} + h_{y\alpha} \dot{y} + c_{y\alpha} y - d_1 \ddot{s}_{1v} - d_2 \ddot{s}_{2v} &= 0, \\ A\ddot{\beta} + h_\beta \dot{\beta} + c_\beta \beta - C\omega \dot{\alpha} - h_{x\beta} \dot{x} - c_{x\beta} x + d_1 \ddot{s}_{1u} + d_2 \ddot{s}_{2u} &= 0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Диференціальні рівняння руху куль матимуть вигляд

$$m_{ki} r_{ki} [\ddot{\varphi}_{ki} r_{ki} - \ddot{u}_{kD} \sin \varphi_{ki} + \ddot{v}_{kD} \cos \varphi_{ki}] + h_{ki} r_{ki}^2 (\dot{\varphi}_{ki} - \omega) = 0, \quad / i = \overline{1, n_k}, \quad k = 1, 2 / . \quad (3.7)$$

де

$$\ddot{u}_{kD} \approx \ddot{x} + d_k \ddot{\beta}, \quad \ddot{v}_{kD} \approx \ddot{y} - d_k \ddot{\alpha}, \quad / k = 1, 2 / . \quad (3.8)$$

4. При використанні відносних кутів диференціальні рівняння руху куль (3.4) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} m_i r_i^2 \ddot{\psi}_i + h_i r_i^2 \dot{\psi}_i &= \\ = m_i r_i [(\ddot{v}_D \sin \psi_i + \ddot{u}_D \cos \psi_i) \sin \omega t + (\ddot{u}_D \sin \psi_i - \ddot{v}_D \cos \psi_i) \cos \omega t], & / i = \overline{1, n} / . \end{aligned} \quad (3.9)$$

Введемо проекції дисбалансу на осі ξ, η :

$$s_\xi = \sum_{i=1}^n m_i r_i \cos \psi_i + m_0 r_0, \quad s_\eta = \sum_{i=1}^n m_i r_i \sin \psi_i. \quad (3.10)$$

Тоді

$$s_u = s_\xi \cos \omega t - s_\eta \sin \omega t, \quad s_v = s_\xi \sin \omega t + s_\eta \cos \omega t. \quad (3.11)$$

Зробимо заміну координат, що визначають положення точки D :

$$u_D = \xi_D \cos \omega t - \eta_D \sin \omega t, \quad v_D = \xi_D \sin \omega t + \eta_D \cos \omega t. \quad (3.12)$$

Тоді диференціальні рівняння руху куль (3.9) приймуть вигляд:

$$m_i r_i^2 \ddot{\psi}_i + h_i r_i \dot{\psi}_i = m_i r_i (a_{D\xi} \sin \psi_i - a_{D\eta} \cos \psi_i), \quad / i = \overline{1, n} / , \quad (3.13)$$

де $a_{D\xi} = \ddot{\xi}_D - 2\omega \dot{\eta}_D - \omega^2 \xi_D$, $a_{D\eta} = \ddot{\eta}_D + 2\omega \dot{\xi}_D - \omega^2 \eta_D$ – проекції прискорення точки D на осі ξ, η .

5. На основних рухах ротор зрівноважений і обертається навколо власної подовжньої осі і тому узагальнені координати ротора і дисбалансу дорівнюють 0:

$$x = y = 0, \quad \alpha = \beta = 0, \quad s_u = s_v = 0, \quad (s_{1u} = s_{1v} = 0, \quad s_{2u} = s_{2v} = 0). \quad (3.14)$$

Стійкість основних рухів можна досліджувати по цим узагальненим координатам. Але система рівнянь (3.2) (чи (3.6) і (3.7)) – незамкнена. До неї ще треба додати мінімальну кількість рівнянь, що є комбінаціями диференціальних рівнянь руху куль.

У випадку однакових куль, що рухаються по одній доріжці рівняння (3.13) приймають вигляд

$$m r^2 \ddot{\psi}_i + h r \dot{\psi}_i = m r (a_{D\xi} \sin \psi_i - a_{D\eta} \cos \psi_i), \quad / i = \overline{1, n} / . \quad (3.15)$$

Помножимо кожне рівняння в (3.15) на $\sin \psi_i$ і додамо. Потім теж саме для $\cos \psi_i$. Після перетворень одержимо

$$\begin{aligned} r\ddot{s}_\xi + \frac{h}{m} \cdot \dot{s}_\xi &= m r \left(-a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin^2 \psi_i + a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \sin \psi_i \cos \psi_i + r \sum_{i=1}^n \dot{\psi}_i^2 \cos \psi_i \right), \\ r\ddot{s}_\eta + \frac{h}{m} \cdot \dot{s}_\eta &= m r \left(a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin \psi_i \cos \psi_i - a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \cos^2 \psi_i + r \sum_{i=1}^n \dot{\psi}_i^2 \sin \psi_i \right). \end{aligned}$$

При дослідженні стійкості ustalених рухів ці рівняння замикають систему рівнянь (3.2). В околі певного ustalеного руху вони лінеаризуються і приймають вигляд

$$\begin{aligned}
r\ddot{s}_\xi + \frac{h}{m} \cdot \dot{s}_\xi &= mr \left(-a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin^2 \tilde{\psi}_i + a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \sin \tilde{\psi}_i \cos \tilde{\psi}_i \right), \\
r\ddot{s}_\eta + \frac{h}{m} \cdot \dot{s}_\eta &= mr \left(a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin \tilde{\psi}_i \cos \tilde{\psi}_i - a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \cos^2 \tilde{\psi}_i \right),
\end{aligned} \tag{3.16}$$

де $\tilde{\psi}_i, /i = \overline{1, n}/$ – сталі значення кутів, що визначають певний усталений рух.

Аналогічними рівняннями можна замкнути систему рівнянь (3.6), складену для двох АБ.

Висновки. Для наближеного вивчення процесу автобалансування можна скласти диференціальні рівняння руху системи у припущеннях, що подовжня вісь ротора має невеликі відхилення і сумарна маса КВ (куль) і маси дисбалансу набагато менша маси ротора. При цьому:

1) одержуються дві групи диференціальних рівнянь руху – ротора і КВ (куль): перші рівняння завжди лінійні щодо координат ротора і узагальнених координат, що визначають дисбаланс ротора, і від них тільки і залежать; друга група рівнянь – однотипна і має форму (3.4), або (3.13) для будь-якого кульового АБ;

2) якщо ротор встановлений у важкий корпус, а останній в'язко-пружно закріплений, причому корпус здійснює тільки частину рухів разом з ротором, то у диференціальних рівняннях руху ротора до частини його масо-інерційних характеристик додаються відповідні масо-інерційні характеристики корпусу, і завдяки цьому ротор начебто збільшує вагу і поводить як більш довгий, ніж без корпусу:

3) стійкість основних рухів системи доцільно досліджувати по координатам ротора і параметрам його дисбалансів, для чого треба замкнути диференціальні рівняння руху ротора мінімальною кількістю рівнянь, що є комбінацією диференціальних рівнянь руху куль; у випадку однорядного кульового АБ із однаковими кулями диференціальні рівняння руху ротора, у випадках одного чи двох АБ, відповідно замикаються двома чи чотирма диференціальними рівняннями вигляду (3.16).

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. -Кіровоград: КНТУ, 2004. -352 с.
2. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. -Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1985. -84 с.
3. Горбенко А.Н. Основы общего подхода к анализу устойчивости роторных машин с пассивным автобалансиrom / Керченский гос. морской технол. ун-т. - Керчь, 2008. - 52с. - Рус. - Деп. в ГНТБ Украины 07.07.2008, №108 – Ук2008.

Предлагается методика составления упрощенных дифференциальных уравнений движения роторных систем с автобалансирами, основывающаяся на предположении о малости линейных и угловых отклонений продольной оси ротора, и о малости массы дисбаланса и корректирующих грузов по сравнению с массой ротора. Эффективность методики рассматривается на примере системы, состоящей из установленного на вязко-упругие опоры массивного корпуса, вращающегося в нем статически неуравновешенного ротора с шаровым автобалансиrom.

Is offered the method of obtaining of the simplified differential equations of motion of the rotor's systems with autobalancers, based on supposition about the trifle of linear and angular rejections of longitudinal axis of rotor, and about the trifle of unbalance mass and corrective masses on comparison with mass of rotor. Efficiency of method is considered on the example of the system, consisting of the set on viscid-resilient supports massive corps revolved in him statically unbalanced rotor with a ball autobalancer.

Визначення головного вектора і моменту аеродинамічних сил, діючих на обертову крильчатку вентилятора

Обчислюються головний вектор і момент аеродинамічних сил, що діють на обертову крильчатку при її невеликих рухах у початково нерухомому повітрі. Припускається малість лінійних і кутових переміщень повздовжньої осі крильчатки і невелика дозвукова швидкість набігання повітря на її лопаті.
осьовий вентилятор, гвинт, крильчатка, аеродинамічні сили, крило, лопать

Вступ. При розв'язанні низки задач з динаміки осьових вентиляторів треба враховувати аеродинамічні сили, що діють на крильчатку [1,2]. Огляд літератури з динаміки вентиляторів [3-5], гвинтів, зокрема – несучих [6-10] показує, що врахування аеродинамічних сил у вигляді сили тяги і крутильного моменту гвинта недостатнє для складання диференціальних рівнянь руху вентилятора, бо інші аеродинамічні сили, що істотно впливають на рух крильчатки, в цих роботах не обчислюються. Тому у цій роботі обчислюються головний вектор і момент аеродинамічних сил, що діють на обертову крильчатку при її невеликих рухах у початково нерухомому повітрі.

1. Основні припущення, необхідні для визначення аеродинамічних сил.

Виходячи з реальних умов роботи промислових і побутових вентиляторів [3-5] вважаємо, що крильчатка обертається із сталою кутовою швидкістю і її повздовжня вісь здійснює невеликі рухи у просторі. Будемо приймати до уваги малість лінійних і кутових переміщень повздовжньої осі вентилятора, та невелику дозвукову швидкість набігання повітря на лопаті крильчатки. Тому будемо вважати, що повітря поводить як ідеальна, нестислива рідина, яка обтікає безвідривно лопаті. Також лопаті вважатимемо тонкими.

Для розрахунку аеродинамічних сил, діючих на лопаті гвинтів будемо приймати такі припущення [8].

1. Кожна лопать крильчатки розглядається як крило кінцевого розмаху, що обтікається власним прямолінійним повітряним потоком.

2. Рівнодійні сили від елементарних аеродинамічних сил, що діють на елементи лопаті прикладені в перерізі крила, віддаленому від осі обертання на відстань r , що приблизно дорівнює 70% радіуса гвинта R :

$$r = kR, \quad k \approx 0,7. \quad (1)$$

3. Коефіцієнти аеродинамічних сил C_x, C_y (C_y - підйомної сили профілю, C_x - профільного опору) замінюються їх величинами у перерізі r - c_x, c_y .

4. Величина тяги і сила опору однієї лопаті розраховуються за формулою для підйомної сили, сили опору крила кінцевого розмаху, причому (рис. 1):

$$X_{\text{л}} = \frac{B}{r} V_r^2, \quad Y_{\text{л}} = B V_r^2, \quad (2)$$

де $F_{\text{л}}$ – площа лопаті, V_r - швидкість набігання чого на лопать повітря у перерізі r , і

$$B = c_y \frac{\rho}{2} F_{\text{л}}, \quad B = c_x \frac{\rho}{2} F_{\text{л}} r. \quad (3)$$

5. В дійсності аеродинамічні сили прикладені у центрі тиску профілю, причому для тонких симетричних профілів центр тиску заходиться на хорді на відстані $b/4$ від передньої кромки профілю. У розрахунках будемо вважати, що рівнодійні аеродинамічних сил прикладені посередині профілю і тому замість лопаті у вигляді пластини будемо розглядати лопать у вигляді прямого відрізка (рис. 1, б).

За вказаними вище силами і моментами, знайденими для кожної лопаті окремо обчислюватиме головні вектори і головні моменти аеродинамічних сил.

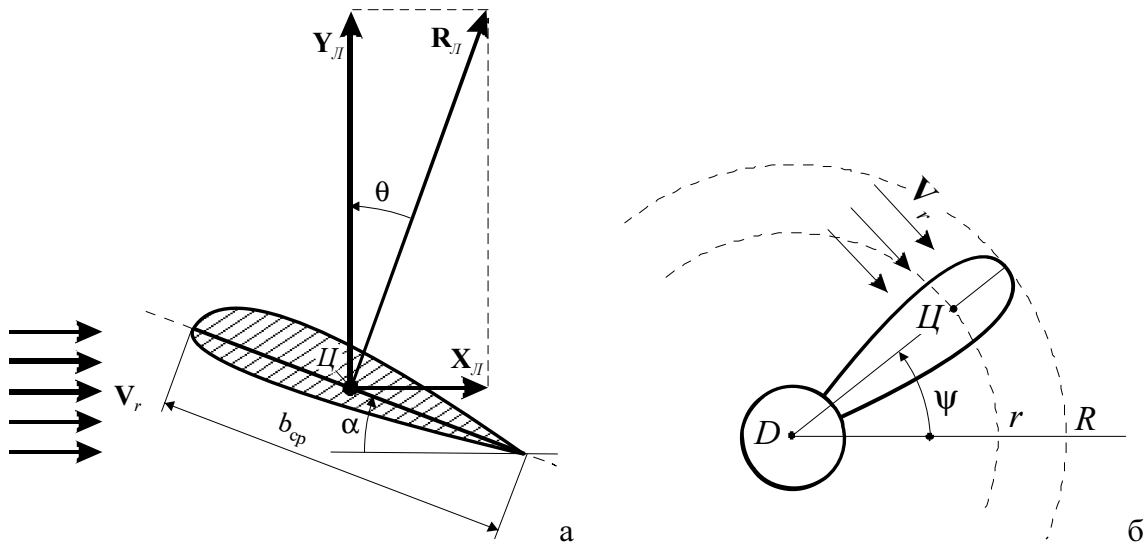


Рисунок 1 - Аеродинамічні сили, що діють на лопать, та точка їх прикладання

В зв'язку із припущеннями аеродинамічні коефіцієнти c_x, c_y будемо обчислювати за відомими формулами [11,12]:

$$c_y = 2m_u(\alpha - \alpha_0) = 2m_u\alpha_A, \quad c_x = \frac{1+\delta}{\pi\lambda} c_y^2 \quad (4)$$

де α - кут атаки, α_0 - кут нульової підйомної сили, $m_u \approx \pi$ - деякий коефіцієнт, що залежить від форми профілю, $\alpha_A = \alpha - \alpha_0$ - аеродинамічний кут атаки, $\delta \approx 0$ характеризує нееліптичність лопаті (тим менший, чим ближче лопать до еліптичного), λ - коефіцієнт подовження лопаті. Він дорівнює

$$\lambda = l/b_{cp} = l^2/F_{\text{л}}, \quad (5)$$

де l - розмах, b_{cp} - середня хорда лопаті, $F_{\text{л}}$ - площа лопаті.

Оскільки швидкості руху лопатей побутових і промислових осьових вентиляторів невеликі і значно менші за швидкість звука, то відповідно до результатів роботи [11] якість профілю

$$K = c_y/c_x = 10 \div 45, \quad c_y \gg c_x. \quad (6)$$

2. Зміна аеродинамічних коефіцієнтів і сил, що діють на лопать від зміни швидкості набігаю чого повітря і кута атаки. Домовимося величини, що відповідають чистому обертанню крильчатки у початково нерухомому повітрі навколо власної повздовжньої осі із кутовою швидкістю ω позначати із індексом „0”. Ці величини будуть вихідними. Для вихідних аеродинамічних коефіцієнтів матимемо

$$c_{y0} = 2m_u \alpha_{A0}, \quad 2m_u = \frac{c_{y0}}{\alpha_{A0}}, \quad c_{x0} = \frac{1+\delta}{\pi\lambda} c_{y0}^2. \quad (7)$$

При невеликих рухах повздовжньої осі крильчатки у повітрі вихідні величини будуть змінюватися також на невеликі величини.

Нехай ефективний кут атаки одержав невелику зміну $\Delta\alpha_A$, тоді

$$\alpha_A = \alpha_{A0} + \Delta\alpha_A. \quad (8)$$

З формул (1), з врахуванням (7), знаходимо що аеродинамічні коефіцієнти c_x, c_y зміняться таким чином

$$c_y = c_{y0} \left(1 + \frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} \right), \quad c_y^2 \approx c_{y0}^2 \left(1 + 2 \frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} \right), \quad c_x \approx c_{x0} \left(1 + 2 \frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} \right). \quad (9)$$

З формул (3), з врахуванням (9), знаходимо зміну коефіцієнтів B, B :

$$B = B_0 \left(1 + \frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} \right), \quad B \approx B_0 \left(1 + 2 \frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} \right). \quad (10)$$

Нехай швидкість набігаючого на лопать потоку V_{r0} також змінилася на малу величину ΔV_r , тоді

$$V_r = V_{r0} + \Delta V_r, \quad V_r^2 \approx V_{r0}^2 + 2V_{r0}\Delta V_r = V_{r0}^2 \left(1 + 2 \frac{\Delta V_r}{V_{r0}} \right). \quad (11)$$

Тоді з формул (2) знаходимо, що величини сил тяги і опору однієї лопаті при одночасній невеликій зміні ефективного кута атаки і швидкості набігаючого на лопать повітря зміняться наступним чином:

$$X_{Li} = \frac{B}{r} V_r^2 \approx X_{Li0} \left[1 + 2 \left(\frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} + \frac{\Delta V_r}{V_{r0}} \right) \right], \quad Y_{Li} = B V_r^2 \approx Y_{Li0} \left(1 + \frac{\Delta\alpha_A}{\alpha_{A0}} + 2 \frac{\Delta V_r}{V_{r0}} \right). \quad (12)$$

3. Визначення вихідного головного вектора і моменту аеродинамічних сил, що діють на крильчатку. Розглядаємо гвинт складений з n однакових лопатей довжиною R , площею F_{Li} , симетрично розташованих по колу (рис. 2 – для $n=4$). Тоді кут між двома сусідніми лопатями

$$\Delta\psi = 2\pi/n. \quad (13)$$

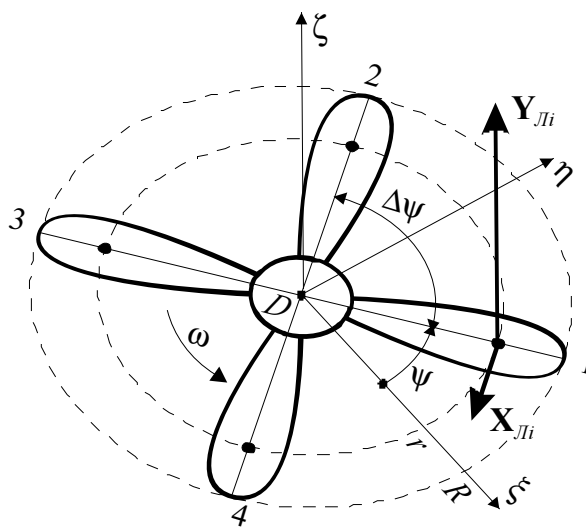


Рисунок 2 - Система координат $D\xi\eta\zeta$, відносно якої визначаються аеродинамічні сили і моменти

Надалі розглядаємо гвинти, у яких більше трьох лопатей $n \geq 3$. Такі гвинти найчастіше використовуються на практиці, бо мають кращі аеродинамічні властивості.

Для опису руху крильчатки у просторі, та для визначення аеродинамічних сил, введемо у розглядання рухому систему координат $D\xi\eta\zeta$, причому вісь ζ спрямуємо по повздовжній осі крильчатки. Під час руху осі $D\xi\eta\zeta$ будуть рухатися як поступально із швидкістю v_D разом з центром крильчатки – точкою D , так і обертально – навколо точки D . Залишимо осям $D\xi\eta\zeta$ тільки ті повороти, що забезпечують збіжність осі ζ із повздовжньою віссю крильчатки. Тоді крильчатка відносно осей $D\xi\eta\zeta$ буде тільки повертатися навколо осі ζ із сталою кутовою швидкістю ω .

Положення лопаті i у площині $D\xi\eta$ (рис. 2) задає кут

$$\psi_i = \psi + (i-1)\Delta\psi = \omega t + 2\pi(i-1)/n, \quad /i = \overline{1, n}/. \quad (14)$$

Тут без обмеження загальності прийнято, що кут повороту першої лопаті дорівнює ωt .

Нехай крильчатка тільки обертається у просторі навколо власної повздовжньої осі ζ (рис. 2). Швидкість набігання повітря на характерний переріз лопаті i , розташований на відстані r від осі крильчатки дорівнює

$$V_{r0i} = \omega r, \quad /i = \overline{1, n}/. \quad (15)$$

Сили тяги і лобового опору, що діють на лопать i , $/i = \overline{1, n}/$ дорівнюють

$$Y_{Л0i} = B_0 V_{0i}^2 = B_0 \omega^2 r^2, \quad X_{Л0i} = \frac{B_0}{r} V_{0i}^2 = B_0 \omega^2 r. \quad (16)$$

Крутильний момент однієї лопаті

$$M_{кр0i} = X_{0i} r = B_0 \omega^2 r^2. \quad (17)$$

Вихідні сила тяги і крутильний момент для n лопатей дорівнюють

$$T_0 = R_\zeta = \sum_{i=1}^n Y_{Л0i} = n B_0 \omega^2 r^2, \quad M_{кр0} = -M_\zeta = \sum_{i=1}^n M_{кр0i} = n r X_{0i} = n B_0 \omega^2 r^2. \quad (18)$$

R_ζ, M_ζ - це проекції головного вектора \mathbf{R} і головного моменту \mathbf{M} аеродинамічних сил, що діють на крильчатку, на вісь ζ , причому модулі цих векторів відповідно дорівнюють $T_0, M_{кр0}$. Вектор вихідної сили тяги спрямований вздовж осі обертання крильчатки і є головним вектором аеродинамічних сил. Вектор вихідного крутильного моменту перешкоджає обертанню крильчатки навколо повздовжньої осі ζ , спрямований у протилежний бік і є головним моментом аеродинамічних сил.

4. Визначення зміненого головного вектора і моменту аеродинамічних сил, що діють на крильчатку в залежності від зміни кутів атаки і швидкості набігаючого повітря. Головний вектор і момент аеродинамічних сил визначаємо в проекціях на осі ξ, η, ζ (рис. 2):

$$R_\xi = \sum_{i=1}^n X_{Лi} \sin \psi_i \approx \frac{2M_{кр0}}{nr} \left(\frac{1}{\alpha_{A0}} \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_{Ai} \sin \psi_i + \frac{1}{\omega r} \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \sin \psi_i \right),$$

$$R_\eta = -\sum_{i=1}^n X_{Лi} \cos \psi_i \approx -\frac{2M_{кр0}}{nr} \left(\frac{1}{\alpha_{A0}} \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_{Ai} \cos \psi_i + \frac{1}{\omega r} \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \cos \psi_i \right),$$

$$R_\zeta = T = \sum_{i=1}^n Y_{Лi} \approx T_0 \left(1 + \frac{1}{n\alpha_{A0}} \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_{Ai} + \frac{2}{n\omega r} \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \right);$$

$$M_\xi = \sum_{i=1}^n Y_{Лi} r \sin \psi_i \approx \frac{T_0 r}{n} \left[\frac{1}{\alpha_{A0}} \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_{Ai} \sin \psi_i + \frac{2}{\omega r} \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \sin \psi_i \right],$$

$$M_{\eta} = -\sum_{i=1}^n Y_{\eta i} r \cos \psi_i \approx -\frac{T_0 r}{n} \left[\frac{1}{\alpha_{A0}} \sum_{i=1}^n \Delta \alpha_{Ai} \cos \psi_i + \frac{2}{\omega r} \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \cos \psi_i \right],$$

$$M_{\zeta} = -M_{kp} = -\sum_{i=1}^n r X_{\eta i} \approx -M_{kp0} \left(1 + \frac{2}{n \alpha_{A0}} \sum_{i=1}^n \Delta \alpha_{Ai} + \frac{2}{n \omega r} \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \right). \quad (19)$$

4. Визначення зміненого головного вектора і моменту аеродинамічних сил, що діють на крильчатку в залежності від параметрів руху крильчатки.

Виразимо зміну кута атаки $\Delta \alpha_{Ai}$ і зміну швидкості набігаючого повітря ΔV_{ri} через параметри руху крильчатки.

Нехай центр крильчатки рухається із лінійною швидкістю \mathbf{v}_D і крильчатка обертається навколо точки D із кутовою швидкістю $\mathbf{\Omega}$. Нехай в проекціях на осі ξ, η, ζ ці вектори мають такі складові

$$\mathbf{v}_D = (v_{D\xi}, v_{D\eta}, v_{D\zeta})^T, \quad \mathbf{\Omega} = (\omega_{\xi}, \omega_{\eta}, \omega)^T. \quad (20)$$

В проекціях на ці осі радіуси-вектори характерних точок лопатей мають такі складові

$$\mathbf{r}_i = r(\cos \psi_i, \sin \psi_i, 0)^T, \quad /i = \overline{1, n}/. \quad (21)$$

В результаті руху крильчатки поступально разом з центром (точкою D) і обертально навколо центра, характерна точка лопаті i одержить таку швидкість

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{v}_D + \mathbf{\Omega} \times \mathbf{r}_i = \begin{pmatrix} v_{D\xi} - r\omega \sin \psi_i \\ v_{D\eta} + r\omega \cos \psi_i \\ v_{D\zeta} + r(\omega_{\xi} \sin \psi_i - \omega_{\eta} \cos \psi_i) \end{pmatrix}. \quad (22)$$

Складова цієї швидкості, що лежить у площині крильчатки

$$\mathbf{v}_{\xi\eta i} = (v_{D\xi} - r\omega \sin \psi_i, v_{D\eta} + r\omega \cos \psi_i, 0)^T. \quad (23)$$

Одиничний вектор, що лежить у площині крильчатки $\xi D \eta$ і спрямований у бік характерного профілю лопаті i (як вектор $\mathbf{X}_{\eta i}$) має такі складові:

$$\mathbf{e}_i = (\sin \psi_i, -\cos \psi_i, 0)^T. \quad (24)$$

Складова V_{ri} швидкості $\mathbf{v}_{\xi\eta i}$, що набігає на лопать (перпендикулярна радіусу характерної точки i), за принципом обернення швидкостей, дорівнює:

$$V_{ri} = \mathbf{e}_i \cdot (-\mathbf{v}_{\xi\eta i}) = v_{D\eta} \cos \psi_i - v_{D\xi} \sin \psi_i + \omega r, \quad (25)$$

звідки знаходимо, що

$$\Delta V_{ri} = v_{D\eta} \cos \psi_i - v_{D\xi} \sin \psi_i. \quad (26)$$

Складова швидкості точки i , що спрямована по осі вентилятора ζ дорівнює

$$V_{\zeta i} = v_{D\zeta} + r(\omega_{\xi} \sin \psi_i - \omega_{\eta} \cos \psi_i). \quad (27)$$

Ця складова швидкості змінює ефективний кут атаки (рис. 3) на

$$\Delta \alpha_{Ai} = \frac{-V_{\zeta i}}{\omega r} = -\left(\frac{v_{D\zeta}}{\omega r} + \frac{\omega_{\xi} \sin \psi_i - \omega_{\eta} \cos \psi_i}{\omega} \right). \quad (28)$$

При обчисленні сум, що входять у аеродинамічні сили і моменти прийемо до уваги, що для $n \geq 3$:

$$\sum_{i=1}^n \sin \psi_i = \sum_{i=1}^n \cos \psi_i = \sum_{i=1}^n \sin \psi_i \cos \psi_i = 0, \quad \sum_{i=1}^n \sin^2 \psi_i = \sum_{i=1}^n \cos^2 \psi_i = \frac{n}{2}. \quad (29)$$

Тоді

$$\sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} = 0, \quad \sum_{i=1}^n \Delta \alpha_{Ai} = -\frac{nv_{D\zeta}}{\omega r}, \quad \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \sin \psi_i = -\frac{n}{2} v_{D\xi}, \quad \sum_{i=1}^n \Delta V_{ri} \cos \psi_i = \frac{n}{2} v_{D\eta},$$

$$\sum_{i=1}^n \Delta\alpha_{Ai} \sin \psi_i = -\frac{n\omega_{\xi}}{2\omega}, \quad \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_{Ai} \cos \psi_i = \frac{n\omega_{\eta}}{2\omega}. \quad (30)$$

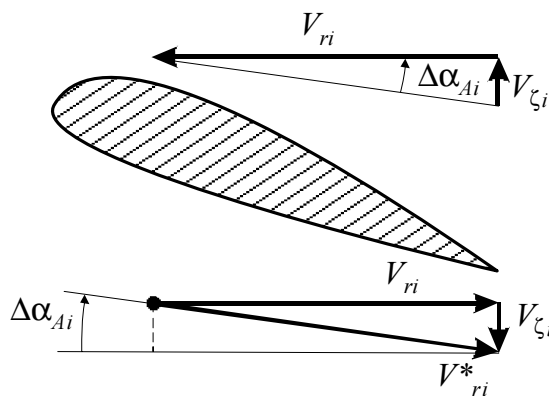


Рис. 3. Зміна ефективного кута атаки при русі характерного профілю вздовж осі ζ

Підставляючи суми із (27) в (15) одержимо такі вирази для головного вектора і головного моменту аеродинамічних сил, що діють на крильчатку

$$R_{\xi} = -\frac{M_{kp0}}{\omega r} \left(\frac{\omega_{\xi}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right), \quad R_{\eta} = -\frac{M_{kp0}}{\omega r} \left(\frac{\omega_{\eta}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right), \quad R_{\zeta} = T_0 \left(1 - \frac{v_{D\zeta}}{\alpha_{A0} \omega r} \right);$$

$$M_{\xi} = -\frac{T_0 r}{\omega} \left(\frac{\omega_{\xi}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right), \quad M_{\eta} = -\frac{T_0 r}{\omega} \left(\frac{\omega_{\eta}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right), \quad M_{\zeta} = -M_{kp0} \left(1 - \frac{2v_{D\zeta}}{\alpha_{A0} \omega r} \right). \quad (31)$$

Якщо підставити у ці рівності T_0 , M_{kp0} , то одержимо

$$R_{\xi} = -nB_0 \omega r \left(\frac{\omega_{\xi}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right), \quad R_{\eta} = -nB_0 \omega r \left(\frac{\omega_{\eta}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right), \quad R_{\zeta} = nB_0 \omega^2 r^2 \left(1 - \frac{v_{D\zeta}}{\alpha_{A0} \omega r} \right);$$

$$M_{\xi} = -nB_0 \omega r^3 \left(\frac{\omega_{\xi}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right), \quad M_{\eta} = -nB_0 \omega r^3 \left(\frac{\omega_{\eta}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right),$$

$$M_{\zeta} = -nB_0 \omega^2 r^2 \left(1 - \frac{2v_{D\zeta}}{\alpha_{A0} \omega r} \right). \quad (32)$$

С фізичної точки зору аеродинамічні сили відносяться як до рушійних – сила тяги гвинта

$$R_{\zeta}^{(p)} = nB_0 \omega^2 r^2, \quad (33)$$

так і сил опору середовища, складові

$$R_{\xi} = -nB_0 \omega r \left(\frac{\omega_{\xi}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right), \quad R_{\eta} = -nB_0 \omega r \left(\frac{\omega_{\eta}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right), \quad R_{\zeta}^{(o)} = -nB_0 \omega r \frac{v_{D\zeta}}{\alpha_{A0}};$$

$$M_{\xi} = -nB_0 \omega r^3 \left(\frac{\omega_{\xi}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right), \quad M_{\eta} = -nB_0 \omega r^3 \left(\frac{\omega_{\eta}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right),$$

$$M_{\zeta} = -nB_0 \omega^2 r^2 \left(1 - \frac{2v_{D\zeta}}{\alpha_{A0} \omega r} \right). \quad (34)$$

Але математично ці сили мають істотну особливість – пропорційні певному ступеню кутової швидкості обертання крильчатки ω навколо повздовжньої осі. По перше це призводить до зростання цих сил із зростанням кутової швидкості обертання. По друге – це буде впливати на їх місце у характеристичному рівнянні, призначеному для

визначення критичних швидкостей обертання системи, а саме – буде пересувати ці складові до більш високих степенів ω .

Зауважимо, що сили опору у ідеальній нестисливій рідині утворюються за рахунок так званих індукованих швидкостей повітря, тобто за рахунок того, що крильчатка рухаючись у повітрі змінює напрям його руху [11,12].

Висновки. При невеликому русі обертової крильчатки у початково нерухомому повітрі на її діють аеродинамічна рушійна сила тяги гвинта і аеродинамічні сили опору середовища. Ці сили порційні першому чи другому степеню кутової швидкості обертання крильчатки, завдяки чому швидко зростають із зростанням цієї швидкості і можуть істотно впливати на критичні швидкості обертання ротора, що несе крильчатку.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами / Філімоніхін Г.Б. Яцун В.В. // Збірник наукових праць КНТУ, 2007. Вип. №18. – С. 34-36.
2. Філімоніхін Г.Б. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. // Вісник гірничого університету. – 2008. №9 (56), – С. 45-51.
3. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчёт осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 283 с.
4. Поляков В. В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
5. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. -М.: Энергоатомиздат, 1984.- 416 с.
6. Александров В.Л. Воздушные винты. –М., Оборонгиз, 1951, -493 с.
7. А. Гессоу, Г. Мейерс. Аэродинамика вертолёта. Перевод с англ. инж. В.И. Бирюлина. Под ред. И.П. Братухина. –М., Изд. ОборонПром. 1954, -255 с.
8. Загордан А.М. Элементарная теория вертолета. Учебное пособие для летного и технического состава ВВС. –М.: Военное издательство Министерства обороны Союза ССР, 1955. -216 с.
9. Пейн П.Р. Динамика и аэродинамика вертолёта. - М., Оборонгиз, 1963, -437 с.
10. Юрьев Б. Н. Избранные труды. Т1, Воздушные винты, вертолеты. М., изд. АН СССР, 1961, -548 с.
11. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 2: Учеб. руководство: Для вузов. - 5-е изд., перераб. и доп.- М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. -304 с.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. - М.: «Наука», 1973. – 848 с.

Вычисляются главный вектор и момент аэродинамических сил, действующих на вращающуюся крильчатку при ее небольших движениях в изначально неподвижном воздухе. Допускается малость линейных и угловых перемещений продольной оси крильчатки и небольшая дозвуковая скорость набегания воздуха на ее лопадки.

A main vector and moment of aerodynamic forces operating on revolved screw at its small motions in initially immobile air are calculated. The trifle of the linear and angular moving of longitudinal axis of screw and small subsonic speed of appearing suddenly of air on its shoulder-blades is assumed.

Класифікація способів та механізмів пило очистки повітряного потоку

В статті зроблено спробу об'єднати в групи існуючі пиловловлювачі для можливості вибору ефективних та економічно вигідних пиловловлюючих апаратів, які сприяють підвищенню ефективності роботи зерноочисних машин замкнутого циклу.

пиловловлювач, зерноочисна машина, пил, концентрації пилу

Зерновий матеріал після його збирання і виділення з вороху представляє собою суміш нормального насіння основної культури та 20-30 % домішок – пошкодженого і недозрілого, що є більш вразливим до дій різних шкідливих організмів, сторонніх культурних рослин, бур'янів, а також різноманітних домішок мінерального і органічного походження. А тому, задачею очищення зернової маси є виділення з неї всіх сторонніх домішок і, як наслідок, отримання чистого зернового матеріалу основної культури.

На сьогоднішній день для очищення і сортування зерна використовуються різні зерноочисні машини, технологічний процес роботи яких здатний забезпечувати встановлені стандартом кондиції по чистоті зернового матеріалу.

В основу роботи більшості існуючих зерноочисних машини покладено сепарацію зернового матеріалу повітряним потоком із замкненим, або із розімкненим циклом циркуляції повітряного потоку. В системах із замкненим циклом повітряного потоку циркулює один і той-же об'єм повітря, що дозволяє, за рахунок очищувача повітря, значно зменшити потрапляння пилу в навколишнє середовище.

Проблема інженерного захисту атмосферного повітря від техногенних викидів промислових підприємств у світі й в Україні надзвичайно актуальна. За даними ООН щорічно в атмосферу викидається близько 2,5 млн. т пилу.

Необхідний ступінь очищення повітря визначається рівнем допустимої межі концентрації пилу в повітряному потоці. Вибір схеми очищення й режимів роботи пиловловлювачів повинен проводитися з обліком усіх умов і вимог санітарних норм, властивістю пожежо- і вибухонебезпечною концентрацією пилу при роботі зерноочисних машин.

У зв'язку з цим, запропоновані й різні класифікації пиловловлюючих пристроїв. Всі пиловловлювачі зведемо в чотири великі групи (рис. 1):

- а) сухі, механічні апарати;
- б) апарати із застосуванням води;
- в) апарати із застосуванням фільтрів;
- г) комбіноване обладнання.

Правильне застосування апаратів будь-якої групи дає позитивний ефект по вловлюванню пилу. Однак, при виборі пристроїв необхідно враховувати їхні недоліки. Так, сухі механічні апарати характеризуються вторинним віднесенням пилу, мають більші габарити (пиловідстійні камери), обмежені області застосування по фракційності пилу. Апарати із застосуванням води характеризуються споживанням великої її кількості. Використання води вимагає дорогого очищення. В апаратах із

застосуванням води утворюються нарости й кислі рідини. Істотним недоліком приладів цієї групи є винесення часток рідини, що негативно позначається на здоров'ї людей і технологічному устаткуванні. Апарати із застосуванням фільтрів звичайно дуже дорогі, вимагають регенерації фільтруючого матеріалу або його заміни. Електрофільтри характеризуються зворотним зди́манням пилу. Електрофільтри категорично забороняється застосовувати, якщо пил має вибухові властивості. Ця група апаратів вимагає постійного кваліфікованого підходу. Комбінованим пристосуванням властиві недоліки тих пилоочисних апаратів, які використовуються в I, II і III групах.

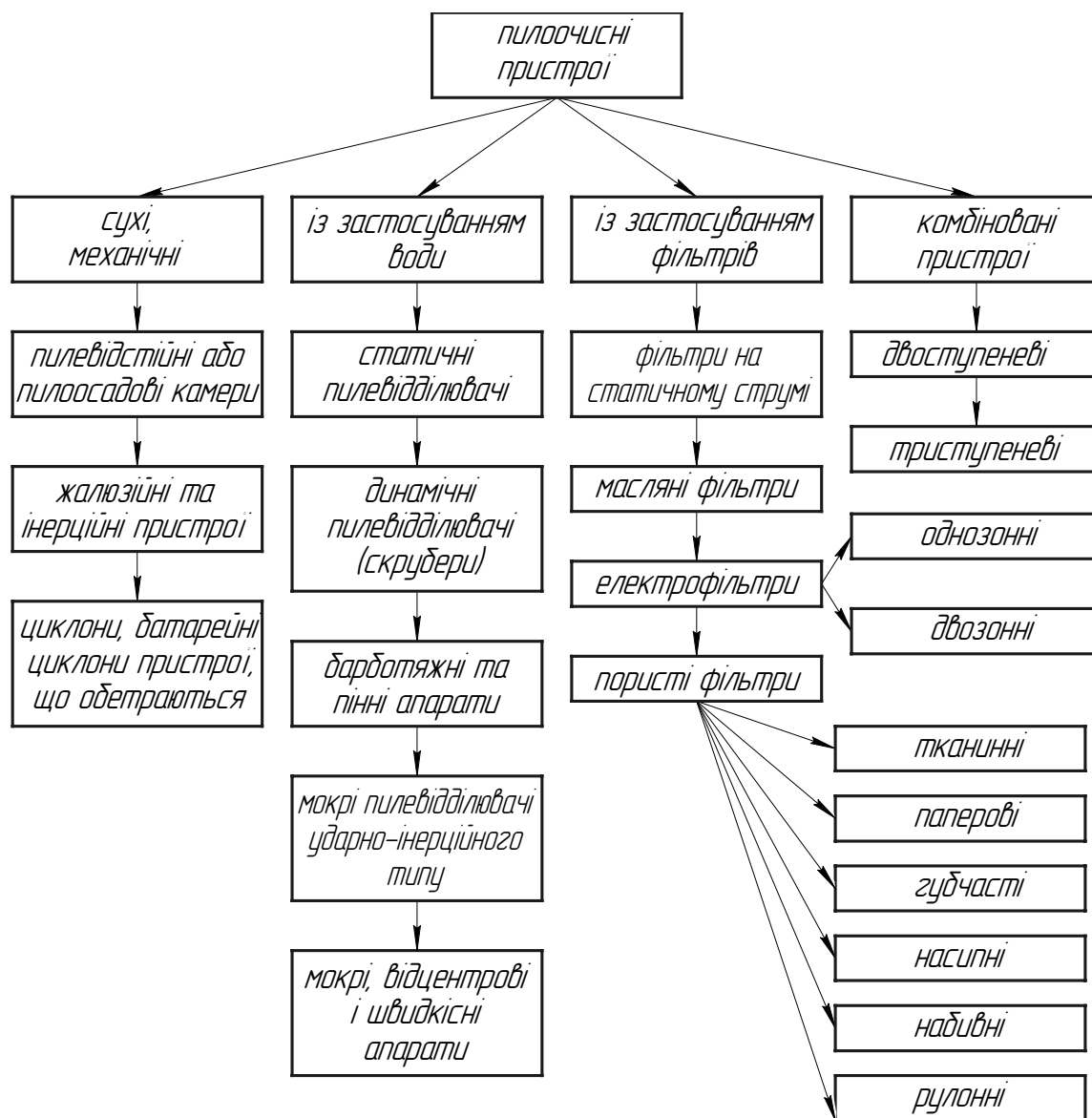


Рисунок 1 - Класифікація пилоочисних пристроїв

Кожний із зазначених способів має певну область застосування й широту використання. У своїй основі вони базуються на одному (або декількох) з наступних процесів обезпилювання: осідання, коагуляції, видалення, знезараження, спалювання й уловлювання.

В основі роботи будь-якого пиловловлювача лежить механізм уловлювання часток пилу з яких можна виділити такі основні механізми:

- гравітаційне осідання (седиментація) – вертикальний рух часток вниз під дією сили тяжіння;

- інерційне осідання – вихід часток із криволінійних ліній повітряного потоку під дією сил інерції;
- осідання під дією відцентрової сили. Відбувається при криволінійному русі забрудненого повітряно-газового потоку. Під дією утворених відцентрових сил аерозольні частки відкидаються на периферію апарата й осідають;
- ефект зачеплення. Частки аерозолів, зважені в повітряному (газовому) середовищі, затримуються у вузьких звивистих каналах і порах при проходженні повітряно-газового потоку через фільтрувальні матеріали;
- магнітне осідання – зміна траєкторії руху заряджених часток або, що намагнічуються, в магнітному полі апарата.

Вибір устаткування при формуванні системи пиловловлення залежить від конкретних вимог виробництва й фізико-механічних і фізико-хімічних властивостей дисперсних часток, а класифікація дає можливість із урахуванням технології робіт вибрати ефективні й економічно вигідні пиловловлюючі апарати й сприяти підвищенню ефективності роботи зерноочисних машин замкнутого циклу та збереженню навколишнього середовища від забруднення пилом.

Список літератури

1. Алиев Г.М.-А. Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов. - М.: Metallurgiya, 1986.
2. Родионов А.И., Клушин В.Н., Систер В.Г. Технологические процессы экологической безопасности. - Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2000.
3. Штокман Е.А. Очистка воздуха. – М.: издательство АСВ, 1998. – 320 с.

В статье сделана попытка объединить в группы существующие пылеуловители для возможности выбора эффективных и экономически выгодных пылеулавливающих аппаратов, которые способствуют повышению эффективности работы зерноочистительных машин замкнутого цикла.

An attempt to unite existent catches of dust for possibility of choosing the effective and economic advantageous catch dusting vehicles into groups, which lead to the increasing of efficiency of work of grain cleaners of the reserved cycle, is made in the article.

Напрямки підвищення ефективності роботи сошників просапних сівалок

В статті розглядаються конструкції посівних секцій просапних сівалок, а також нові підходи до підвищення точності висіву насіння, схожості рослин та їх урожайності.

просапні сівалки, агротехнічні вимоги, посівні секції, сошники, схожість насіння

В Україні просапні культури займають значні площі посіву. До 50-х років просапні культури висівали звичайними зерновими сівалками. Тільки після того, як промисловість почала випускати спеціальні кукурудзяні і бурякові сівалки, почали застосовуватись нові, більш сучасні способи посіву – гніздовий, квадратно-гніздовий, пунктирний, точний [1].

Посів просапних культур в основному проводиться пунктирним способом, і від того як він проведений, залежить отриманий врожай. Як відмічає у своїх дослідженнях Ю.І. Ковтун [2], під час посіву велике значення має рівномірне розташування насіння в поздовжньому та поперечному напрямках. Також встановлено, що для отримання рівномірних та дружніх сходів, потрібно, щоб насіння розташовувалось на ущільненому дні борозни та було закрито вологим шаром ґрунту [3].

Для посіву насіння просапних культур використовується велика номенклатура сівалок, що пов'язано з різноманітністю форми насіння, розмірами та фізико-механічними властивостями, нормами висіву, глибиною посіву, рядністю та способами посіву.

До сучасних просапних сівалок ставляться високі вимоги по забезпеченню продуктивності, підвищенню точності висіву та загортання насіння на задану глибину, зниження травмування насіння та зменшення витрат праці на операціях по догляду за рослинами. Це ставить задачі подальшого удосконалення конструкцій сівалок, приділяючи особливу увагу висівним апаратам, які повинні забезпечувати рівномірність висіву по довжині рядка та загортаючим робочим органам, які відповідають за укладання насіння на ущільнене дно борозни та укриття його вологим шаром ґрунту.

Агротехнічні вимоги до сівалок по показнику рівномірності розподілу насіння у рядку є достатньо жорсткими. Сівалка повинна забезпечувати висів заданої кількості насіння на гектар. Пошкодження насіння практично не допускається. В окремих випадках допускається пошкодження насіння до 2%. Висів двох і більше насіння не допускається. Рівномірність глибини загортання посівного матеріалу оцінюється величиною відхилення його розміщення від заданої глибини сівби (при сівбі на глибину 3-4 см відхилення не повинно перевищувати $\pm 0,5$ см, на глибину 5 – 8 см – $\pm 1,0$). Не допускається наявність незагорнутого насіння, яке б лежало на поверхні поля.

Агротехнічні вимоги, що пред'являються до посіву сільськогосподарських культур, є основними документами при розробці, випробуванні та оцінці технічного рівня створюваної техніки [4].

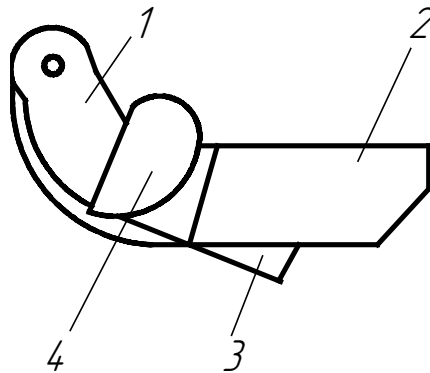
Зважаючи на це, перед науковцями та інженерами постійно постає задача удосконалення конструкції сівалки, розробки нової, більш досконалої технології посіву для отримання ранніх і дружніх сходів, а в кінцевому результаті – високого врожаю.

Дослідженнями конструкцій сошників просапних сівалок та впливом їх на якість посіву займалися такі вчені, як Горячкін В.П., Басін В.С., Семенов О.М, Глуховський В.С., Данченко В.Н. та ін.

Нами також були запропоновані деякі удосконалення конструкцій загортаючих робочих органів просапних сівалок, направлені на підвищення точності розміщення насіння борозні та його схожості.

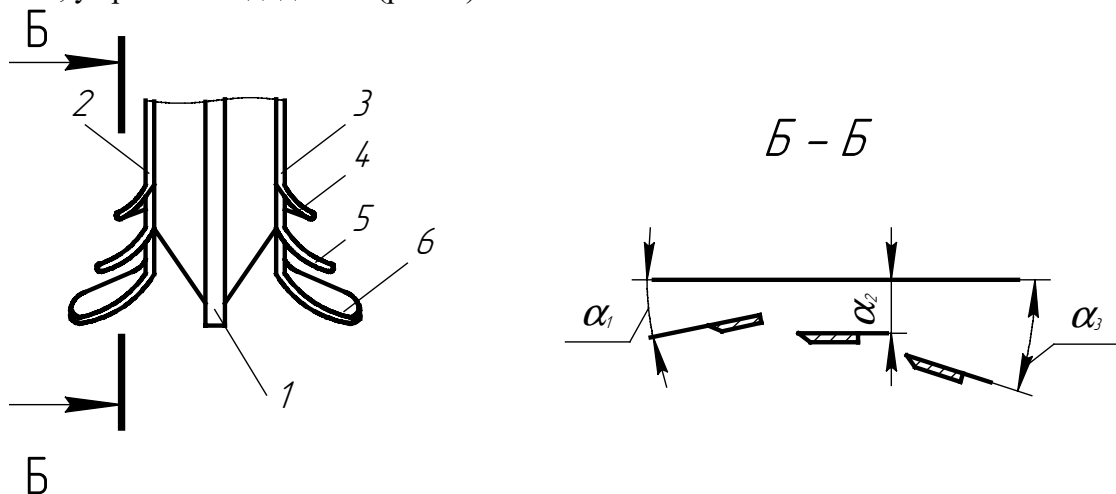
Так, по авторському свідоцтву СРСР №233325 [5] за сошником встановлений зубчастий скребок, який запобігає розкочуванню насіння в борозні.

Для зменшення загортання насіння сухим шаром ґрунту був запропонований сошник зі спеціальними відгортаючими крильцями [6] перед борозноутворювачами (рис. 1).



1 – полоз; 2 – щоки; 3 – борозноутворювач; 4 – крила-грудковідокремлювачі
Рисунок 1 – Сошник-відгортальник сухого ґрунту

Для загортання насіння нижніми більш вологими шарами ґрунту був запропонований сошник [7], боковини якого в задній нижній частині мають відвальники, які виконані роздільними, кожен наступний з них більший від попереднього і розміщений нижче, а кути нахилу відвальників до горизонту відрізняються один від одного, при цьому у першого – кут від’ємний, у другого – нульовий, у третього – додатній (рис. 2)



1 – полозок з наральником; 2, 3 – боковини; 4, 5, 6 - відвальники
Рисунок 2 – Сошник для загортання насіння вологим шаром ґрунту

В процесі роботи полозок з наральником 1 відкриває борозну, готує ущільнене ложе, на яке попадає насіння із висівного апарата. Розміщені позаду боковини 2 і 3 допомагають своїми відвальниками 4, 5 і 6 загортати насіння ґрунтом. При цьому

відвальник 4 відгортає вбік сухий шар ґрунту, відвальник 5 розпушує середні шари ґрунту, частина якого попадає в борозну, а відвальник 6, який має додатній кут α_3 повністю загортає борозну з насінням вологим нижнім шаром ґрунту. Таким чином досягається зменшення попадання в борозну сухого ґрунту і підвищення вірогідності загорання борозни з насінням вологим ґрунтом.

Всі ці удосконалення передбачають, що нижні шари ґрунту на глибині посіву (4 – 6 см) – вологі. Але відомо, що в період посіву (кінець квітня – початок травня) існує велика ймовірність відсутності опадів, а тому ці шари ґрунту також сухі, що призводить до затримання сходів, зменшення їх, а отже і зменшення урожайності.

З цієї точки зору перспективною є технологія посіву замоченого або навіть пророслого насіння цукрових буряків. Цим забезпечується різке збільшення ймовірності проростання рослин в умовах засушливої весни при відставанні проростання насіння бур'янів.

Досліджень в цьому напрямі мало через значну трудомісткість технології замочування насіння, необхідність розробки висівного апарата, який би міг висівати замочене насіння з великим внутрішнім коефіцієнтом тертя. При правильному підході до цих питань можна не тільки покращити рівномірність і точність сівби, але й значно підвищити схожість насіння та врожайність цукрових буряків.

Список літератури

1. Будагов А.А. Точный посев на высоких скоростях. Краснодар, Книж. изд. 1971 – 140 с.
2. Ковтун Ю.И. Агротехнические основы повышения качества полевых работ в технологии выращивания сахарной свеклы. Дис. на соиск. степени докт. с.-г. наук, Харьков, 1987.
3. Басин В.С. Семязаделывающие рабочие органы свекловичных сеялок. Трактора и сельхозмашины, 1977, № 1, С. 43-46.
4. Сисолін П.В. та ін. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручник для студентів вищ. навч. закладів із спеціальності "Машини та обладнання с.-г. виробництва" / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва.
5. Сошник. А.с. № 233325, опубл. 18.12.1968. Бюл. №2. Автори: Шмат С.І., Сисолін П.В., Іваниця К.Г. і ін.
6. Посівна секція. Патент України № 57094, С2, Бюл. № 6, 2003 р. Автори: Шмат С.І., Корнев Ю.М., Абрамова В.В.
7. Сошник. Патент України № 3070. Бюл. №10, 2007 р. Автори: Шмат С.І., Артеменко Д.Ю., Курзов Ю.П.

В статье рассматриваются конструкции посевных секций пропашных сеялок, а также новые подходы к повышению точности высева семян, схожести растений и урожайности.

This article discusses the construction of sections of row-crop seeders, as well as new approaches to improve the accuracy of sowing seeds, the similarity of plant and yield.

ЗМІСТ

<i>Павленко І.І., Валявський І.А.</i> Оцінка рухових можливостей гексаподу в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії.....	3
<i>Невдаха Ю.А., Маломуж Г.І., Лушніков В.М.</i> Аналіз навантажувальної здатності зубчастих передач з різним профілем зубців.....	11
<i>Джафарзаде Р.М., Медведенко О.М., Михайлік М.Ф.</i> Проблеми порушення закону Йеркеса-Додсона в особливих випадках польоту	15
<i>Сербул О.М., Кондратець В.О.</i> Обґрунтування підходу підвищення точності ідентифікації співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням	24
<i>Кондратець В.О., Карчевська М.О.</i> Дослідження руху молольних тіл і пульпи в барабані кульового млина з метою ідентифікації завантаження.....	29
<i>Кондратець В.О., Мацуї А.М.</i> Аналіз умов і засобів ідентифікації розрідження пульпи в приймальному пристрої завиткового живильника.....	36
<i>Коваленко В.В., Пукалов В.В., Хіоні В.З.</i> Теоретичні дослідження енергосилових параметрів процесу витягування низьковуглецевих сталей з використанням полімерних мастил	44
<i>Ковальчук Н.В., Мецишина Л.Г.</i> Порівняльна характеристика конструктивних параметрів водоповітряних гасників коливань тиску	49
<i>Абрамов К.В., Сабірзянов Т.Г.</i> До питання про комп'ютерне моделювання ливарних процесів	53
<i>Віхрова Л.Г., Аулін В.В., Бісюк В.А.</i> Автоматичне управління температурою та тривалістю індукційного нагрівання при наплавленні композиційних покриттів на деталі машин	59
<i>Казанцев Ю.И., Рей Ю.Б.</i> Исследование электропотребления и электрических нагрузок в системе электроснабжения Ингульской шахты.....	65
<i>Амосов В.В., Косінов М.М., Осипов І. М.</i> Вплив відбивача зайвого насіння на якість виконання посіву	74
<i>Мажейка О.Й., Маркович С.І., Рябоволик Ю.В.</i> Застосування електродугового напилення з пошаровою мікроплазмовою обробкою при нанесенні зносостійких покриттів.....	80
<i>Дробашко Л.А., Данченко Н.Н., Стоев Н.Ф.</i> Биометрия стеблестоя как внешний фактор условий функционирования очесывающего устройства.....	86
<i>Сіріков О.І.</i> Пристрій контролю комплексного струму витоку через високовольні ізолятори	90

<i>Федотьева Л.П., Надєїн В.С.</i> Визначення раціональних енергетичних параметрів керованого ротаційного різання високомарганцевих сталей.....	96
<i>Сидоренко В.В., Смирнова Н.В.</i> Обнаружение скачкообразного изменения среднего значения тока в системе управления процессом размерной обработки электрической дугой	103
<i>Сахно Т.В., Велит І.А., Бовсуновський В.М.</i> Знос ріжучого інструменту при обробці оптичних полімерів	109
<i>Доля Е.В., Червинко О.П., Якименко С.Н.</i> Термическая неустойчивость прямоугольной бесконечной металлополимерной призмы при антиплоском гармоническом сдвиге.....	113
<i>Ветохін В.І.</i> Фізичні аспекти прояву зворотного зв'язку та авторегулювання форми знаряддя в системі «знаряддя-грунт».....	119
<i>Криськов О.Д., Дойч Д.І.</i> Розробка підсистеми автоматизованого вибору маршруту обробки поверхні різанням	125
<i>Драгобецкий В.В., Коноваленко О.Д., Мороз Н.Н.</i> Выбор параметров деформации листовых заготовок в процессе вытяжки.....	131
<i>Шифрин Б.М.</i> Прагматические модели взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью и их применение.....	137
<i>Войтюк В.В., Версаль В.О.</i> Вплив турбулентності потоку на визначення швидкості електрохімічним перетворювачем швидкості.....	150
<i>Осадчий С. І., Жесан Р. В., Босов Є. П., Киянченко О. С.</i> Визначення оптимальних параметрів настроювання регулятора для багатомірної системи автоматичного керування активним вентилюванням зерна	154
<i>Голик О. П., Жесан Р. В.</i> Аналіз даних метеорологічних спостережень за інтенсивністю сонячної радіації в Кіровоградському регіоні з метою створення системи автоматичного керування автономним енергопостачанням на основі сонячно-вітрових установок.....	164
<i>Павленко І.І., Годунко М.О.</i> Експериментальні статичні дослідження сил затиску захватних пристроїв промислових роботів.....	173
<i>Гончаров В.В., Гончарова С.Я.</i> Стохастична стійкість імпульсного процесу переносу з швидкістю, що залежить від стану випадкового середовища	179
<i>Оришака О.В., Артюхов А.М., Оришака В.О., Малащенко Ю.А.</i> Дослідження взаємного розміщення роторів в постачальному пристрої гравітаційно-роторного типу.....	183
<i>Єрмолаєв Ю.О., Руденко Т.Г., Босов Є.П.</i> Експериментальні дослідження електроприводів верстата СФ-АСТРА-РК8	189

<i>Поперешняк С.В.</i> Моделі та алгоритми оптимального обслуговування трафіку в комп'ютерних мережах.....	193
<i>Філімоніхін Г.Б., Невдаха А.Ю.</i> Складання двоопорних роторів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних складань з заміром биття на призмах.....	206
<i>Лукашенко А.Г., Шелягін В.Д., Лукашенко Д.А., Зубко І.А., Талімончук О.Ю.</i> Системний аналіз параметрів датчиків положення стику зварювальних деталей для лазерних технологічних комплексів.....	211
<i>Яцун В.В., Філімоніхін Г.Б., Огурцов М.М.</i> Технічні рекомендації із застосування пасивних автобалансирів для зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів.....	218
<i>Коваленко О.В., Філімоніхін Г.Б., Ващенко В.М.</i> Технічні рекомендації із застосування пасивних автобалансирів для зрівноваження дисків ручних шліфувальних машин.....	224
<i>Хромов Е.В.</i> Экспериментальные исследования характеристик внутреннего трения резиновых гасителей для кареток свивающих машин.....	231
<i>Сіса О.Ф., Боков В.М.</i> Удосконалення технології виготовлення прокатних твердосплавних валків.....	236
<i>Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.</i> Критичні частоти обертання шпіндельного вузла токарного автомата.....	243
<i>Ковальчук В.І., Босенко С.Ю.</i> Розрахунок параметрів магнітних систем для використання їх у процесах відновлення деталей машин.....	252
<i>Горбенко А.Н.</i> Точное решение задачи устойчивости пассивной автобалансировки ротора, совершающего плоско-параллельное движение, при частном расположении компенсирующих масс.....	257
<i>Боков В.М., Попова М.І.</i> Інтенсифікація обробки фасонних порожнин.....	263
<i>Кириченко А.М.</i> Показники жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою.....	272
<i>Ковришкін М.О., Садченко О.І., Андрєєв Ю.В.</i> Визначення виробної поверхні дискового інструменту для чистової обробки гвинтових поверхонь черв'яків.....	283
<i>Осин Р.А., Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Матвиенко А.А.</i> Анализ известных методов повышения подачи шестеренных насосов.....	289
<i>Павлюк-Мороз В.А., Русских В.В., Осин Р.А.</i> Теоретическое обоснование восстановления трущихся сопряженных деталей машин в процессе эксплуатации.....	301
<i>Павлюк-Мороз В.А., Русских В.В., Осин Р.А.</i> Визначення шумових характеристик шестеренних насосів після стендової обкатки з використанням металоплакуючої робочої рідини.....	305

<i>Григурко І.О., Доценко С.М.</i> Вихровий метод фрезерування трапецоїдної різьби.....	311
<i>Высоцкий О.С., Надеин В.С., Чернявский А.В., Пукалов В.В.</i> К вопросу применимости метода ФАБДО при обработке чугунных блоков ДВС.....	316
<i>Бевз О.В., Магопечь С.О., Русских В.В.</i> Порівняльна характеристика екологічної безпеки і економічної ефективності експлуатації мікроавтобусів на різних видах палива.....	322
<i>Чайковський О.Б., Лушніков В.М., Корольов П.В.</i> Проектування оптимальних форм пальців та втулок	329
<i>Пестунов В.М., Свяцький В.В., Свяцька Л.П.</i> Підвищення ефективності процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами.....	335
<i>Пестунов В.М., Свяцький В.В., Свяцька Л.П.</i> Удосконалення гвинтових передач	341
<i>Пукалов В.В., Свяцький В.В., Свяцька Л.П.</i> Волокнові елементи для пористих систем фільтрації агресивних середовищ	346
<i>Пархоменко М.Д., Криськов О.Д., Пархоменко Ю.М.</i> Визначення динамічної моделі об'єкту управління осьовим зусиллям при фрикційному формоутворенні	352
<i>Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В.</i> Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор - масивний корпус – автобалансир	357
<i>Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.</i> Визначення головного вектора і моменту аеродинамічних сил, діючих на обертову крильчатку вентилятора	364
<i>Онопа В.В., Петренко М.М., Онопа В.А.</i> Класифікація способів та механізмів пило очистки повітряного потоку.....	371
<i>Шмат С.І., Абрамова В.В.</i> Напрямки підвищення ефективності роботи сошників просапних сівалок	374

Збірник наукових праць
Кіровоградського національного технічного університету

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

КВ № 15253-3825 ПР від 30.04.2009 р.

Випуск 22

Комп'ютерна верстка: *В.В. Абрамова*

Тиражування на різнографі: *Ю.М. Рубан*

Здано в набір 10.06.2009. Підписано до друку 15.07.2009. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman. Умов. друк. арк. 47,5. Обл. вид. арк.
40,92. Тираж 300 прим. Зам. № 267/2009.

© РВЛ КНТУ, 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, тел. 390-551, 390-541, 55-92-45.