

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 20

Заснований в 2001 р.

КІРОВОГРАД  
2008

ББК 34.751+32.965=31  
УДК 62:631.3

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ КІРОВОГРАДСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ /ТЕХНІКА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ, ГАЛУЗЕВЕ  
МАШИНОБУДУВАННЯ, АВТОМАТИЗАЦІЯ/– ВИП. 20 – КІРОВОГРАД: КНТУ, 2008. – 347 с.

У 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 23 червня 2008 р., протокол № 10.

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., Петренко 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 економіки (бюлетень ВАК №4 від 1999р.)

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

Збірник наукових праць Кіровоградського  
національного технічного університету

Випуск 20

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

© Кіровоградський національний технічний університет, 2008

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, О.С. Стеценко, доц., канд. техн. наук,  
В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження цільових механізмів верстатів

В статті приведені розрахунки і результати дослідження напрямних кочення металорізальних верстатів і способів розподілу навантаження на них.  
**навантаження, деформація, кулькові напрямні кочення, металорізальні верстати, опори**

Ефективність використання функціональних зв'язків між різними цільовими механізмами і приводами верстатів в значній мірі визначається правильним вибором складових елементів системи. Перш за все це відноситься до елементів, які входять в технологічну систему верстата, напрямні, базуючі і затискні елементи інструментів та заготовок.

Відсутність простих елементів для таких зв'язків значно обмежують області ефективного використання систем типового функціонального зв'язку виконавчих органів і приводів верстатів. Тому виникла необхідність дослідження і розробки нових елементів систем функціональних зв'язків виконавчих органів верстатів.

Системи функціонального управління навантаженням і деформацією напрямних мають обмежене використання, тому що складне їх застосування на верстатах з напрямними кочення, а також інших механізмів з шариковими опорами.

Проведені дослідження напрямних кочення різних металорізальних верстатів [1,2] показали, що навантаження тіл кочення, їх деформація по всій довжині напрямних залежить не тільки від величини і характеру технологічного навантаження, але і від точності виготовлення складових елементів напрямних. Такі умови ускладнюють можливість розвантаження і управління навантаженням. Тому системи розвантаження або функціонального управління навантаженням напрямних необхідно створювати з урахуванням специфіки розподілу тиску на напрямних. В системах функціонального управління навантаженням і деформацією напрямних кочення, як і в напрямних ковзання, доцільно використовувати індивідуальні опорні вузли.

Аналіз відомих систем розвантаження напрямних верстатів [2] показує, що опорні вузли напрямних кочення можна об'єднати із системою функціонального управління деформацією напрямних. Крім цього, проведені дослідження напрямних кочення показують те, що використання несучих кульок малого діаметру приводить до зниження габаритів і підвищення жорсткості напрямних кочення.

Створення кулькових опорних вузлів сприяє спрощенню конструкції.

Для визначення можливості такого об'єднання і створення опорних вузлів напрямних кочення, розглянемо розрахункову схему індивідуальної опори кулькових напрямних, приведену на рис.1. Уявимо, що зовнішнє навантаження прикладене в центрі кульки, а його напрямок співпадає з віссю, і кульки розташовані по колу на сфері. Тоді, позначивши сили, що стискають кульки, через  $P_0, P_1, P_2, P_b, \dots, P_m$ , із умови рівноваги опорного шарика можна записати формулу:

$$P = P_0 + n_1 \cdot P_1 \cdot \cos \gamma + n_2 \cdot P_2 \cdot \cos 2\gamma + \dots + n_i \cdot P_i \cdot \cos \gamma + \dots + n_m \cdot P_m \cdot \cos m \cdot \gamma, \quad (1)$$

де  $n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_m$  – кількість шариків, центри яких розташовані на колі з однаковим радіусом і які навантажені з однаковими силами;

$\gamma, 2\gamma \dots m\gamma$  – кути між напрямом дії сили  $P$  і лініями, що з'єднують центр деформуючого шару  $O$  з центром розташованих в різних шарах опорних шариків (рис.2);

$m$  – кількість шарів несучих шариків, розташованих у внутрішній напівсфері корпусу.

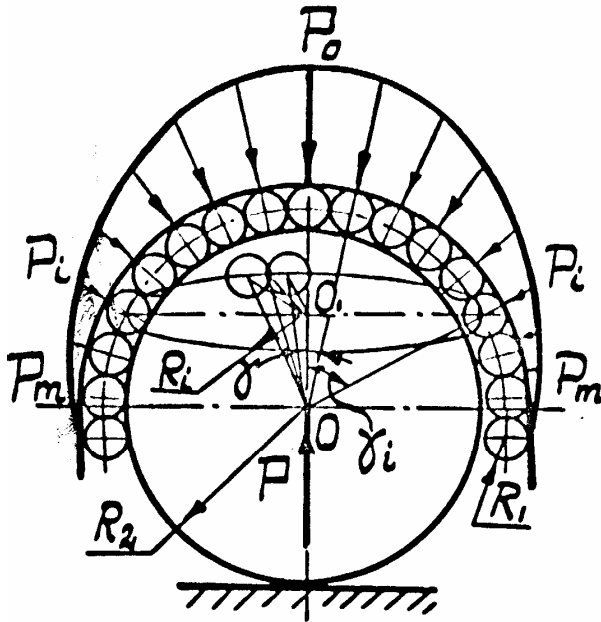


Рисунок 1 – Розрахункова схема опори кулькової напрямної

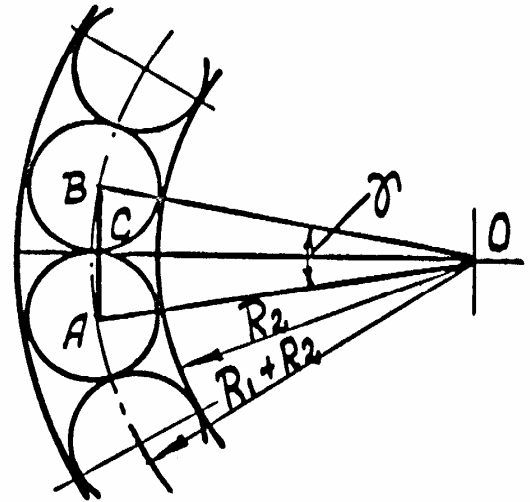


Рисунок 2 – Схема розташування кутів між силою  $P$  і центром деформуючого шару

Зміщення опорного шару відносно напівсфери корпусу під дією сили  $P$  буде обумовлене контактними деформаціями  $\delta_0, \delta_1, \dots, \delta_m$  в місцях дотикання несучих кульок і опорного шару, тоді:

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 \cdot \cos \gamma \\ \delta_2 &= \delta_0 \cdot \cos 2\gamma \\ \dots\dots\dots \\ \delta_m &= \delta_0 \cdot \cos m \cdot \gamma \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

На основі теорії контактних деформацій залежність між деформаціями кульки  $\delta_i$  і силою, що її викликає  $P_1$  можна показати у вигляді рівняння :

$$\delta_i = c_m \cdot P_i^{2/3}, \quad (3)$$

тоді

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= c_m \cdot P_0^{2/3} \\ \delta_1 &= c_m \cdot P_1^{2/3} \\ \delta_2 &= c_m \cdot P_2^{2/3} \\ \dots\dots\dots \\ \delta_m &= c_m \cdot P_m^{2/3} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де  $c_m$  – коефіцієнт пропорційності.



Кількість несучих кульок, які знаходяться під навантаженням у напівсфері корпусу, можна визначити по формулі:

$$n = 1 \sum_{i=1}^m n_i = 1 + \pi \frac{k+1}{k} \cdot \sum_{i=1}^m \sin i \cdot \gamma = 1 + \pi \frac{k+1}{k} \cdot \sin \frac{m+1}{2} \cdot \gamma \cdot \sin \frac{m}{2} \cdot \gamma \cdot \operatorname{cosec} \frac{\gamma}{2}. \quad (13)$$

Розрахунки зусилля  $P_0$ , проведені по вище приведеним формулам, на найбільш навантажену несучу кульку і кількості навантажених кульок  $n$  для значень  $k = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ .

За результатами розрахунків побудовані графіки залежності кількості навантажених кульок  $n$  і зусилля на найбільш навантажену кульку  $P_0$  від параметрів (рис.3).

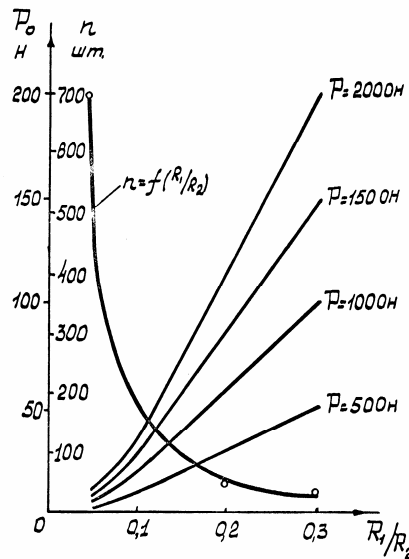


Рисунок 3 – Графіки залежності кількості навантажених кульок від параметрів

Із розрахунків і одержаних графіків можна зробити висновок, що із зменшенням параметра  $k$  навантаження на найбільш навантажену несучу кульку зменшується завдяки розподілу навантаження на велику кількість кульок. Тому для покращення умов навантаження кульок параметр  $k$  необхідно зменшувати. Так як діаметр опорної кульки вибирається з урахуванням кількості опорних вузлів і умов роботи напрямних, що зменшення параметру  $k$  доцільно здійснювати за рахунок зменшення діаметра несучих кульок. Для важко навантажених кулькових опор можна пропонувати використання несучих і опорних кульок з якомога меншим співвідношенням їх діаметрів.

Наприклад, шарова опора транспортного засобу, яка складається із корпусу, в якому розміщений шар, що сприймає навантаження. Він опирається на багаторядову систему опорних кульок, розташованих в гніздах корпусу [3]. Але така опора не забезпечує рівномірного розподілу навантаження між опорними кульками, тому що між кульками однієї камери немає силового зв'язку. У деякій мірі кращу конструкцію має шарова опора кочення, приведена в [4]. Вона складається із корпусу, розділеного перегородками на окремі куполоподібні камери, в кожній з яких установлені вантажні шари і опорні кульки, притиснуті пружними елементами.

Незалежна пружинна підвіска дозволяє підвищити рівномірність розподілу навантаження на шарові опори, що підвищує їх довговічність.

Але така конструкція теж має недоліки. По-перше, при великих питомих навантаженнях на опори з перекосами пружини виходять з ладу. По-друге, зламана пружина може стати причиною заклинювання опори.

Таким чином низька надійність приведеної конструкції опори обмежила її застосування.

Більшу надійність, на наш погляд, має шарова опора кочення, описані в роботі [5]. Вона складається з корпусу 1 (рис.4), розділеного перегородками 2 на куполоподібні камери 3. У верхній частині корпусу існує канал 4, який з'єднує між собою камери 3. В кожній камері розташовані вантажна шарова опора 5, опорні кульки 6 і пружні вставки 7.

При навантаженні опори в місці контакту вантажного шару 5 виникає вертикальна сила, яка зменшує силу попереднього натягу на пружну вставку 7 через точки контакту вантажних шарів з опорними кульками 6 рівномірно розподіляє навантаження по всіх вантажних шарах. Таким чином, навантаження від кожного вантажного шару 5 через точки його контакту між самими опорними шариками 6 передається із камери в камеру через канал 4, рівномірно розподіляючись на всі вантажні шари.

Така конструкція дозволяє підвищити надійність і рівномірність навантаження на всі опори і, як наслідок, забезпечує рівномірне зношування шарових опор, зменшуються втрати на обслуговування та ремонт опор.

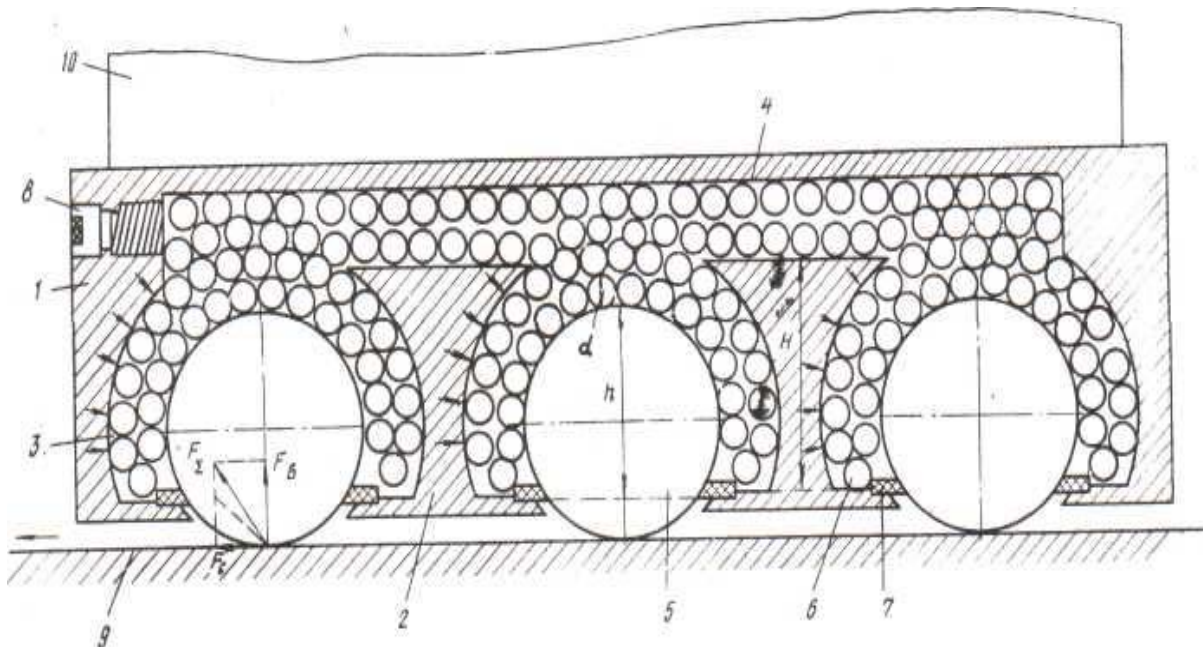


Рисунок 4 – Кулькова опора кочення з перегородками

Шарикові напрямні, приведені в [6] мають таку конструкцію, в якій для компенсації пружної деформації гнізда виготовлені у вигляді пружної оболонки, до якої підведена порожнина, з'єднана із джерелом тиску, який регулюється за допомогою гідростатичного тиску в залежності від технологічного навантаження, або за допомогою гвинта (рис.5).

така конструкція складається із рухомої напрямної 1 і нерухомої 2. Кульки 3 опираються через кульки 4 меншого діаметру на сферичні опори в напрямній 1. Під час руху напрямної 1 відносно напрямної 2, шарики 3 перекочуються по нерухомій напрямній і примушують кульки 4 перекочуватися по сферичній поверхні. Для компенсації пружної деформації напрямних, порожнини, в яких встановлені сферичні оболонки 5, заповнені кульками 7. Тиск в замкненій системі можна регулювати або гідросистемою, або гвинтом в залежності від технологічного навантаження.

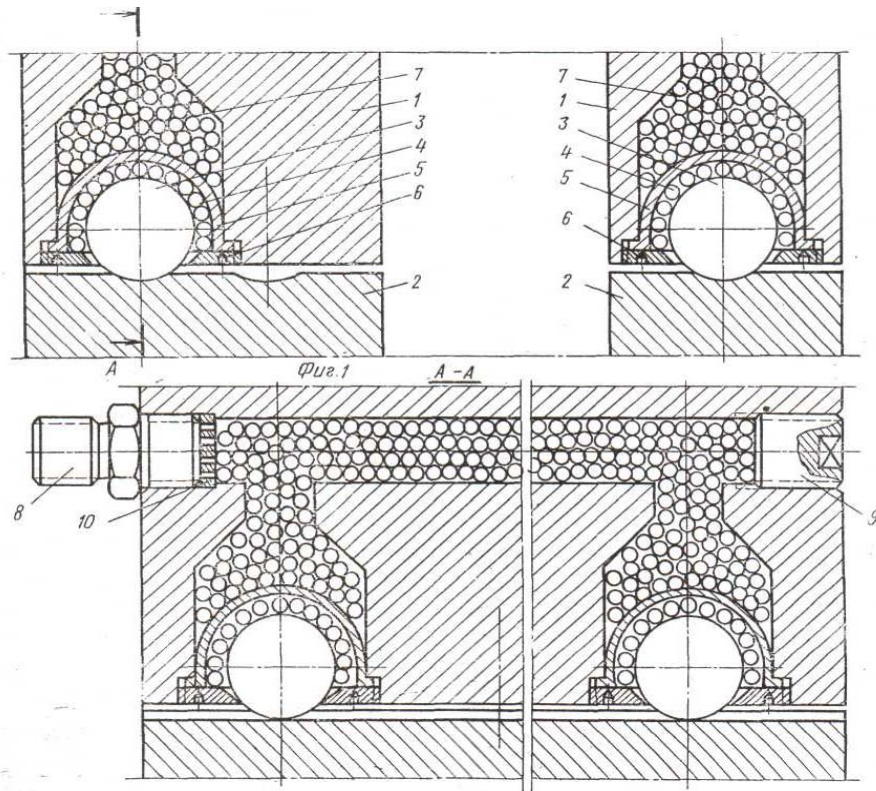


Рисунок 5 – Кулькова напрямна поступального руху

Ще один приклад застосування теорії функціональних зв'язків між різними цільовими механізмами, і зокрема, на шарикових напрямних верстатах, приведено в роботі 7.

Це кулькові напрямні (рис. 6), в яких кульки розташовані на робочих поверхнях між рухомою і нерухомою напрямними в кілька разів і мають в рухомій напрямній канал для перекочування кульок у вихідне положення. Цей канал має круглий поперечний переріз, площа якого відповідає площі робочої поверхні. Перехідний канал плавно переходить від прямокутної до круглої форми. Така конструкція сприяє покращенню умов експлуатації, дозволяє зменшити габарити і спростити виготовлення напрямних.

Кулькові напрямні приведеної конструкції працюють таким чином: між рухомою 1 і нерухомою 2 частинами напрямних в прямокутній порожнині розташовані в кілька рядів кульки. В рухомій частині напрямних виготовлено канал круглої форми 4 для повернення кульок. Торці напрямних обмежені боковинами 5 з напрямним пазом 6. Крім цього рухома напрямна має по торцевих поверхнях перехідний канал 7 перемінного напрямного розрізу з плавним переходом від прямокутної до круглої форми.

Під час переміщення рухомої частини напрямної вздовж нерухомої шарики перекочуються з робочої порожнини між напрямними в перехідний канал рухомої напрямної, а далі вони потрапляють в круглий канал і повертаються з протилежного торця в робочу порожнину.

Така конструкція забезпечує плавне перетікання кульок під час роботи, знижується їх зношування, підвищуються демпфуючі властивості, зменшуються габаритні розміри кулькових напрямних.

Кулькові напрямні металорізальних верстатів часто проектують таким чином, щоб опорні кульки і кульки меншого діаметру перекочувалися в гніздах, змінюючи

своє розташування. Таким чином забезпечується їх висока надійність, відсутність зношування, спрощення конструкції.

Кулькові напрямні, запропоновані автором [8] спроектовані таким чином, що гнізда для кульок мають циліндричну форму торцева поверхня якого виготовлена у вигляді сфери, утворюючи простір між основним шариком і сферичним дном простір для повернення кульок меншого діаметру у вихідне положення.

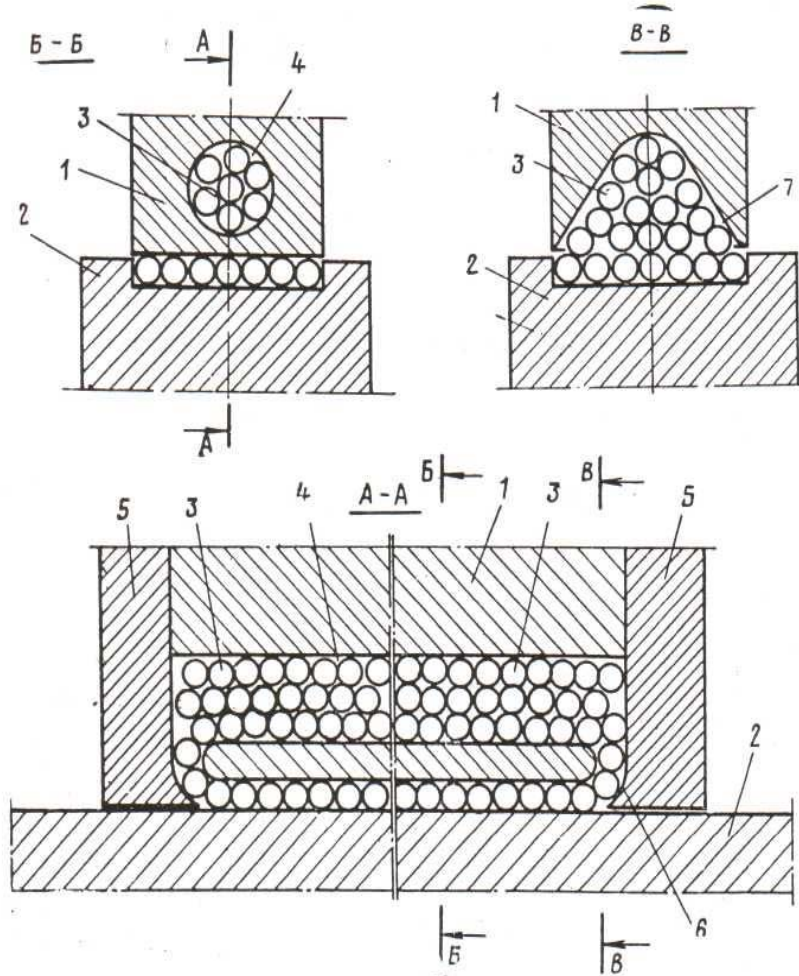


Рисунок 6 – Кулькова напрямна з перехідним каналом

Запропонована конструкція працює таким чином: напрямні з рухомою 1 і нерухомою 2 частинами складаються із окремих кулькових опор, в яких розміщені опорні кульки 3 і кульки меншого діаметра 4 (рис.7). Опорні кульки опираються на кульки меншого діаметра, а ті, в свою чергу, опираються на сферичне дно гнізда у напрямній 1. Кульки малого діаметра повертаються до початку робочої зони по вертикальних циліндричних розточках, які виготовлені з певними зазорами, для зменшення сил тертя між кульками і розточкою, по якій вони переміщуються. Під час руху напрямної 1 відносно напрямної 2 кульки 3 перекочуються по сферичній поверхні гнізда у напрямній 1. Виходячи із робочої зони, кульки 4 за допомогою клиноподібного виступа 6 на поворотному кільці 5 направляються в простір, утворений між кулькою 3 і циліндричною частиною гнізда, а далі за допомогою другого направляючого виступа на кільці 5, кульки знов повертаються до початку робочої зони.

Для зменшення контактних напруг профіль поперечного перерізу нерухомої напрямної 2 виконано з профілем, який відповідає діаметру великої кульки.

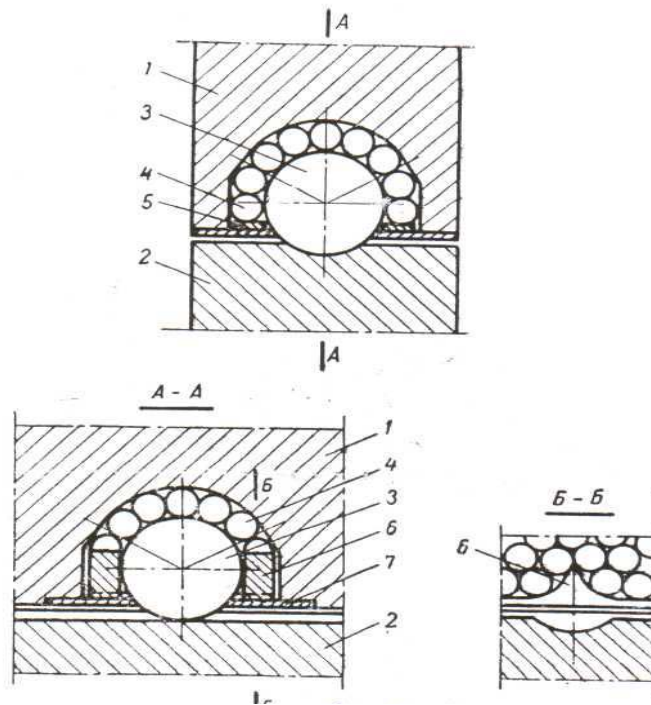


Рисунок 7 – Кулькова напрямна зі сферичним гніздом

Якщо нерухома напрямна має плоский профіль, а рухома напрямна переміщується в якому завгодно напрямку по площині, тоді кільце 5 з виступами 6 виготовляють поворотним, що дає йому змогу самовстановлюватись по напрямку руху.

Висновок:

- управління навантаженням і деформацією напрямних кочення дають можливість збільшити їх довговічність і надійність;
- розрахунки показують, що шляхом зміни конструкції шарових опор з розподілом навантаження між вантажними шарами і опорними шарами можна значно підвищити несучу здатність шарикових напрямних;
- при великих навантаженнях необхідно, щоб між вантажними шарами і опорними шарами було найменше співвідношення.

## Список літератури

1. В.М. Пестунов. Адаптивные направляющие привода технологического оборудования. В ж.: Техника машиностроения, – М.: №2, 2000.–С. 4-10.
2. В. М. Пестунов., А.В. Лисенко. Адаптивный и перенастраиваемый инструмент. В ж.: Техника машиностроения, – М.: №1, 2000.–С. 13-24.
3. Патент США №2490879, кл.16-26, 1949.
4. Патент США №925974, кл.12(1)А, 1963.
5. А. с. СССР №616453, кл.2, Бюл. №27, 25.07.78.
6. А. с. СССР №540719, кл.2В, 23Q 1/02 F16C 29/06, Бюл. №48, 30.12.76.
7. А. с. СССР №392285, кл. F16C, Бюл. №32, 27.07.73.
8. А. с. СССР №281983, кл. 47i, Бюл. №29, 14.09.70.

В статье приведенные расчеты и результаты исследования направляющих качения металлорежущих станков и способов распределения нагрузки на них.

In the article the resulted computations and results of research of sending rolls of metal-cutting machine-tools and methods of distributing of loading on them.

## Нові кулачкові механізми технологічного устаткування

В статті узагальнені і проаналізовані напівкулачкові механізми для агрегатних верстатів і автоматичних ліній, які направлені на підвищення продуктивності, кінематичної точності і на розширення їхніх технологічних можливостей. Приведені конструкції, кінематичні схеми і принципи роботи деяких конструкцій кулачкових механізмів, а також способи розвантаження і сил різання, які діють на приводи верстатів.

**кулачковий механізм, агрегатний верстат, кінематична точність, муфта, піноль, шпіндель, дискретна подача**

Кулачкові механізми є найбільш давніми програмоносіями. Вони прості по конструкції і по експлуатації, тому знайшли широке застосування в системах виконання циклу роботи технологічних машин. Вирішуючи кінематичні і силові функції, кулачкові механізми обмежують кінематичні і силові можливості машин. Крім цього, виконання силових функцій шкідливо впливає на кінематичну точність і довговічність кулачкового механізму. Ці механізми суттєво обмежують технологічні можливості машин по продуктивності і рівню допустимої концентрації технологічних операцій. В кулачкових механізмах порівняно великі втрати часу на холості переміщення виконавчих органів. Вирішення вищезазначених проблем визначили основні тенденції у розвитку кулачкових механізмів.

Нижче приведені нові схеми і конструкції кулачкових механізмів, які здатні вирішувати перераховані проблеми. Відомо, що продуктивність якої завгодно машини визначають по формулі:

$$Q = \frac{1}{\sum_1^n t_i}, \quad (1)$$

де  $t_i$  – складові часу циклу руху формоутворення і холостих переміщень;

$n$  – кількість елементів циклу роботи машини.

Проблему підвищення продуктивності агрегатних верстатів і автоматичних ліній в певній мірі вирішує схема [1], приведена на рис.1.

На валу 1 механізму подані закріплені: черв'ячне колесо 13, ведуча шестерня 12 і електромагнітна фрикційна муфта 3. На валі 11 встановлені відоме змінне колесо 10, електромагнітна муфта 9 і шестерні 4 і 5.

Від електродвигуна через клинопасову і черв'ячну передачі приводяться в обертання черв'ячне колесо, яке розташоване на валі 1. Одночасно через рухоме з'єднання одержує обертання шпіндель 7.

Якщо увімкнена муфта 9 обертання з валу 1 на вал 11 передається через змінну шестерню 12 і колесо 10, а якщо увімкнена муфта 3 обертовий рух передається через шестерні 2 і 4.

Шестерня 5 знаходиться в постійному зачепленні із зубчастим вінцем плоского кулачка 6. В пазу кулачка розташований ролик, що знаходиться на вісі, прикріпленої до

пінолі 8. При обертанні кулачка піноль здійснює цикл зворотньо-поступального руху у відповідності з профілем кулачка і швидкістю обертання. Керування муфтами 3 і 9 здійснюється кроковими перемичками.

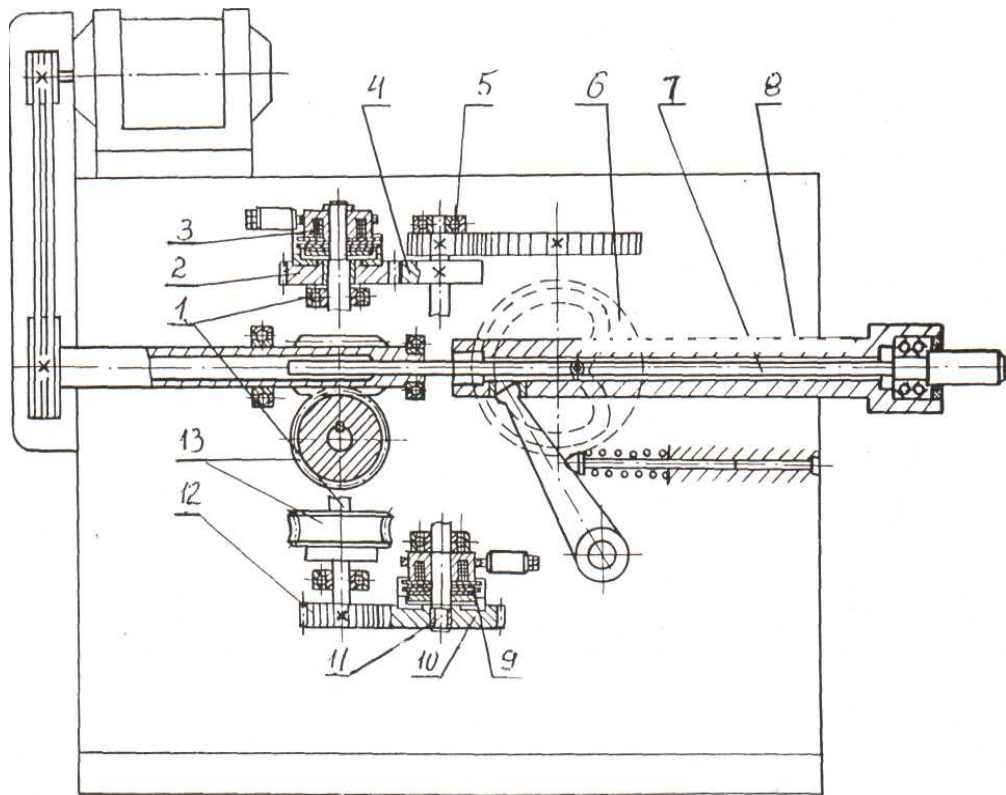


Рисунок 1 – Схема кулачкового механізму для зворотно-капсульного руху пінолі

Розширення кінематичних можливостей привода забезпечує система кулачкових механізмів [2], яка автоматично керує величиною дискретної подачі у функції крутного моменту навантаження привода головного руху (рис. 2).

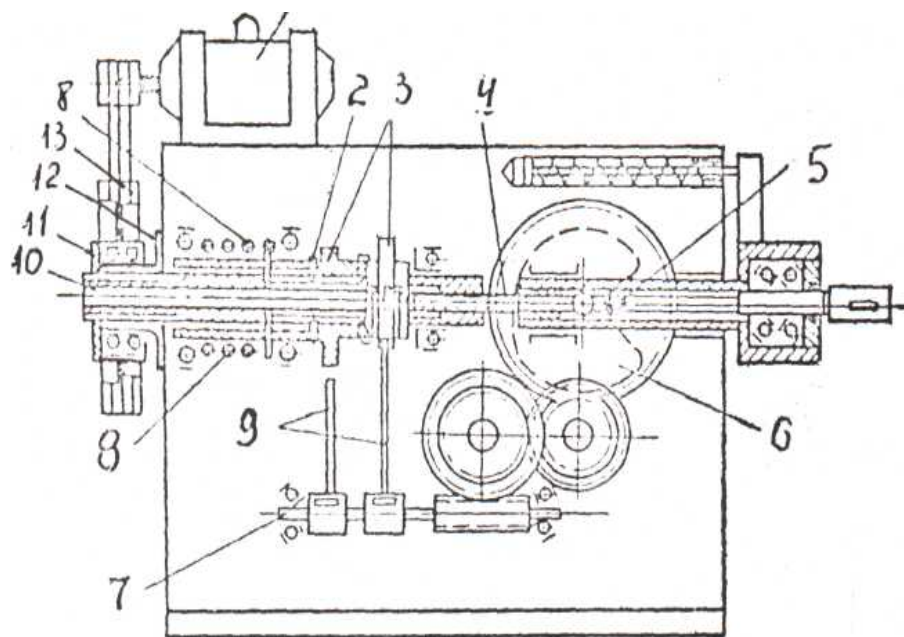


Рисунок 2 – Схема кулачкового механізму для регулювання величини подачі

Електродвигун 1 через пасову передачу передає оберти шківу 13, змонтованого на стакані 12 закріпленому на корпусі свердлильної головки. На ступиці шківу 13 розташовані два штирі 11, які входять у гвинтові канавки втулки 10 і притиснуті пружиною 8. На втулці 10 знаходяться два привідних кулачки 3 механізму подачі. В кожному кулачку установлені штифти 2, які входять у гвинтові канавки на втулці 10. При цьому штифти 2 різних кулачків розташовані у взаємо перпендикулярних площинах, а канавки, в які вони входять, мають протилежний напрямок.

Змонтований в пінолі 5 шпindel 4 з'єднаний із втулкою 10 за допомогою шліців. До кулачків 3 пружинами притиснуті штовхачі 9, з'єднані з валом 7 за допомогою обгінних роликів муфт. Кут повороту вала 7 за один оберт шпинделя визначається відносним кутовим положенням кулачків 3. Від вала 7 через проміжні ланки рух подачі передається на зубчатий вінець плоского кулачка 6, який діючи на роликівий штовхач пінолі 5, переміщає шпindel в осьовому напрямку. При обертанні шпинделя у гвинтовій парі, що утворюється штирями 11 і канавками на задньому кінці втулки 10, виникає осьова сила, залежна від величини передаваного крутного моменту.

При зростанні навантаження втулка 10, стискаючи пружину 8, переміщається в осьовому напрямку і діє своїми гвинтовими канавками на штифти 2 і викликає таким чином поворот кулачків 3 в протилежному напрямку. Це приводить до зменшення кута повороту вала 7 за один оберт шпинделя, тобто до зменшення подачі. Зменшення навантаження викликає збільшення подачі.

Розширення кінематичних можливостей забезпечує схема [3], яка дозволяє за рахунок зміни профіля ролика штовхача змінювати в широких межах степінь нерівномірності руху виконавчого органу привода подачі (рис. 3).

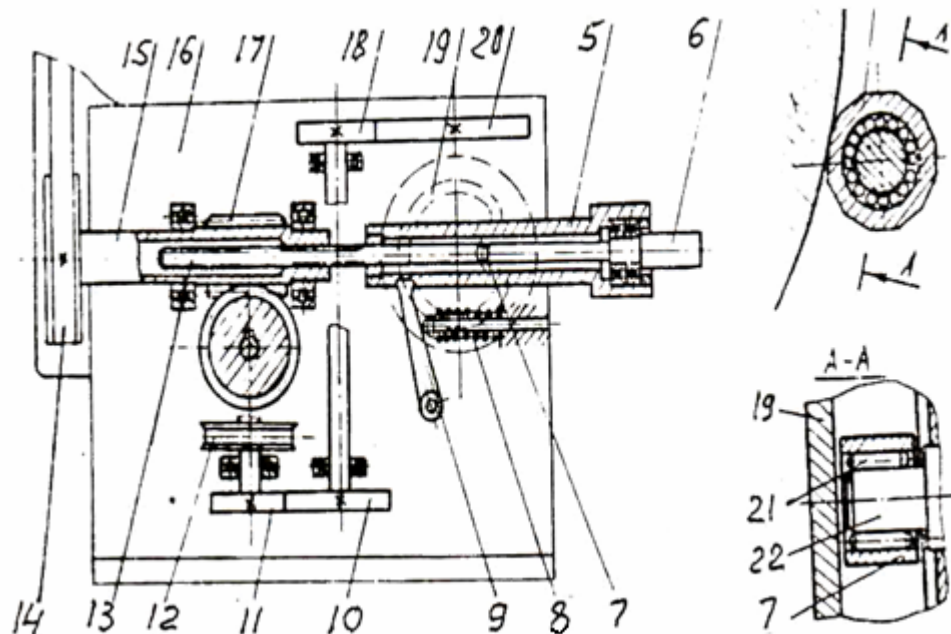


Рисунок 3 – Схема кулачкового механізму з нерівномірним рухом привода подачі

В корпусі 16 силової головки установлена пінолі 5 із шпинделем 6, шліцевий кінець 13 якого з'єднаний шліцями із втулкою 15. На втулці розташований шків 14 пасової передачі привода обертання шпинделя і черв'як 17, який знаходиться в зачепленні з черв'ячним колесом 12. через колесо 12 і набір шестерень 10-11 і 18-20 втулка 15 шпинделя 6 передає обертання кулачковій парі 19-7. Ролик 7 установлений на голчастому підшипнику 21 на пальці 22. Ролик 7 виконаний гранчастим із скругленими

ребрами і має пружне фрикційне кільце. Силове замикання кулачкової пари 19-7 здійснюється пружиною 8 і ричагом 9. В процесі роботи головки рух передається від двигуна через пасову передачу на втулку 15 і через шліцеву нарізку – шпинделю 6. Рух подачі пінолі 5 із шпинделем 6 і його швидкі переміщення забезпечує кулачкова пара 19-7, яка приводиться в рух від втулки 15 через черв'ячне колесо 12 і набір шестерень 10-11, 18-20. Ролик 7 при взаємодії з кулачком 19, зв'язаний з піноллю 5, надає пінолі коливальні рухи, амплітуда яких залежить від швидкості обертання кулачка 19.

Напрямок гвинтової лінії шліце-гвинтового зачеплення (втулка 15 – хвостовик 13) зворотній до робочого обертання шпинделя 6 з інструментом, що дозволяє зменшити зусилля в кулачковій парі 19-7 із-за осьової сили, яка виникає в шліце-гвинтовій передачі 15-13, напрямком якої співпадає з напрямком подачі інструмента, закріпленого в шпинделі. Проблему одержання дискретної подачі привода вирішує механізм, схема якого показана на рис. 4.

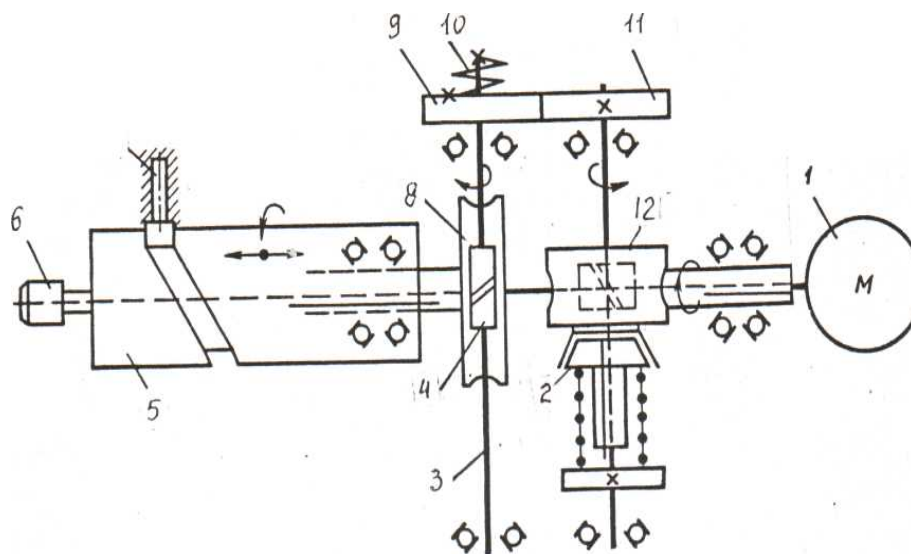


Рисунок 4 – Схеми кулачкового механізму для дискретної подачі привода

Робота привода основана на використанні падаючої характеристики тертя-ковзання по швидкості. Рух обертання здійснюється від двигуна 1 через черв'ячну передачу 12, муфти 2, шестерні 11 і передається на шестерню 9, яка закручує ланку пониженої жорсткості, наприклад, пружину 10 до тих пір, поки пружний момент пружини не перевищить момент тертя спокою в черв'ячній парі 4-8. При досягненні пружним елементом величини моменту тертя спокою відбувається розклинювання само гальмівної пари 4-8. В зв'язку з тим, що коефіцієнт тертя руху менший коефіцієнта тертя спокою, відбувається обертання черв'яка до тих пір, поки момент тертя в парі не зрівняється із зменшувальним, по мірі розкручування пружини 10, пружним моментом.

Протягом цього часу обертання від черв'яка 4 і колеса 8 передається пінолі 5, на якій є косий паз, що взаємодіє з роликом 7.

Таким чином пінолі задається рух подачі у відповідності з циклом.

Якщо пружний момент, створюваний пружиною 10 і момент тертя зрівнюються, пара 4-8 заклинюється і обертання черв'яка припиняється. Пружина 10 починає закручуватись до тих пір, поки її пружний момент знову не зрівняється з моментом тертя. Протягом цього часу черв'як не обертається і піноль 5 стоїть нерухомо. При рівності моментів передача знову розклинюється. Цикл автоколивального руху повторюється, при чому режим заклинювання чергується з тяговими режимами.

Таким чином, пінолі задається періодичний рух подачі. Частота періодичного руху подачі визначається жорсткістю пружини 10, а сумарна величина подачі – передаточними відношеннями ланок кінематичного ланцюга подачі.

Описаний вище привід можна використовувати в силових головках агрегатних верстатів, які мають черв'ячну, гвинтову, планетарну і інші само гальмівні передачі, які використовуються для свердління деталей із в'язких важкооброблюваних матеріалів.

Проблему розширення регульовальних характеристик з автоматичним керуванням, подачею із функції переміщення вирішує схема кулачкового привода, яка приведена на рис. 5.

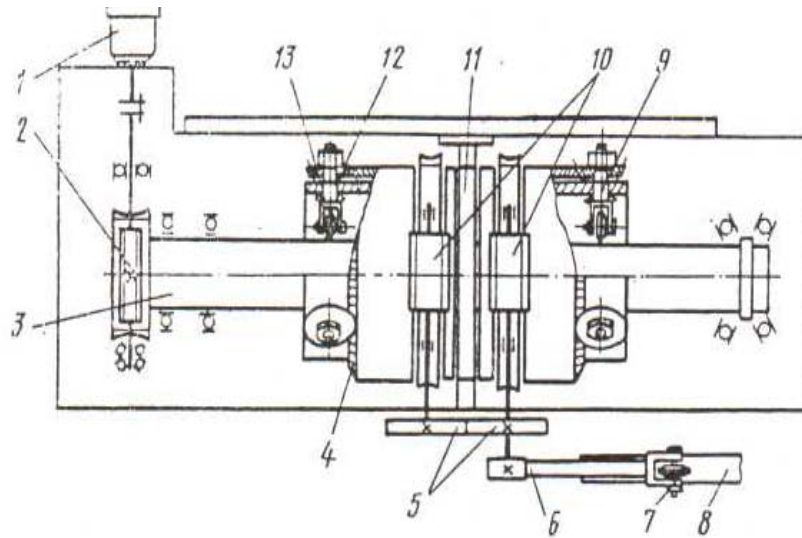


Рисунок 5 – Схема кулачкового привода з автоматичним керуванням

Привід вміщує електродвигун 1, черв'ячні передачі 2,10 і гвинтову пару. Гвинтова пара складається із вала 3, роликів 13, які встановлені на поворотних підпружинених цапфах 9, корпуса гайки 11, змонтованого на рухомій частині головки, механізму зміни кроку і вміщує кінчні шестерні 12, кінчні колеса 4, черв'ячні передачі 10, шестерні 12, механізму керування циклом зворотно-поступального руху стола, який вміщує в собі підпружинений поворотний штовхач 6, ролик 7 і профільний кулачок 8.

Від електродвигуна через черв'ячну передачу 2 обертання передається на вал 3, до циліндричної поверхні якого за допомогою тарілчастих пружин притиснуті цапфи 9 з роликами 13. Ролики, перекочуючись по циліндричній поверхні вала, змушують гайку 11 переміщуватись в осьовому напрямку зі швидкістю, яка визначається кутом нахилу осей роликів 13 відносно осі вала 3 і швидкістю обертання вала. Для зміни кроку гвинтової пари служить механізм керування, який забезпечує синхронний поворот цапф 9 у відповідності з необхідним кутом нахилу осей роликів 13 і виконаний у вигляді роликівого штовхача 6 і передаючого рух через шестерню 5 на черв'яки 10 і, здійснюючи поворот в протилежні напрямки черв'ячні колеса, кінчні колеса 4, шестерні 12, цапфи 9.

Для установки головки у вихідне положення і для витримки в кінці обробки цапфи 9 повертають до співпадання осей роликів 13 з віссю вала 3. Вмикання механізму керування виконується впливом на штовхач 6.

В корпусі 1 силової головки розташована піноль 2, на якій встановлена шпонка 3 з роликом 7. Останній взаємодіє з робочою спіральною поверхнею 6 плоского кулачка 17, зв'язаного зі шпинделем привода, на валу 15 якого встановлено кулачок 16

вібратора, діючого на шток 14 привода маслососа 9. На штоці 14 установлена гайка 13, яка опирається на двоплечий важіль 11, установлений на осі 12 кронштейна 10. Важіль 11 взаємодіє зі шпонкою 3 за допомогою штовхача 8. Шпонка притискується до штовхача пружиною 4 і штовхачем 5. Безперервний рух подачі передається пінолі 2 зі шпонкою 3 за допомогою ролика 7 при взаємодії з робочою спіральною поверхнею 6 кулачка 17. При обертанні вала 15 механізму подачі штока 14 задається поступально-коливальний рух. Гайка 13 штока передає рух важелю 11. Поступально пересувний штовхач 8, який опирається на важіль, передає пінолі 2 коливально-обертовий рух. При цьому ролик 7, який пересувається вздовж спіральної робочої поверхні 6 кулачка 17 передає пінолі 2 і різальному інструменту осьовий коливальний рух, амплітуда якого залежить від параметра спіральної робочої поверхні 6 і амплітуди коливання штовхача 8, а частота – від швидкості обертання вала 15 профілю кулачка 16. Амплітуда коливання штовхача 8 вибирається із умов обробки і може змінюватися при переміщенні кронштейна 10, змінюючи тим самим відношення плечей важеля 11. Таким чином, надання пінолі 2 складного обертально-коливального руху забезпечує подрібнення стружки в процесі різання.

Кінематичне подрібнення стружки забезпечує кулачковий механізм 7, який приведено на рис. 6.

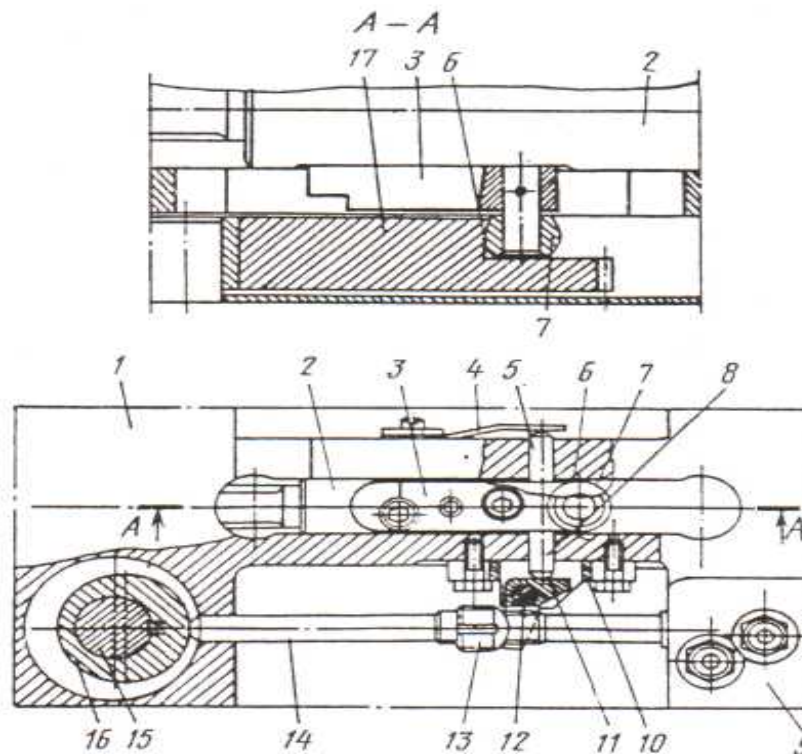


Рисунок 6 – Кулачковий механізм з кінематичним подрібненням стружки

Більш складною проблемою стало підвищення навантажувальної здатності кулачкового механізму подачі. Традиційні методи вирішення проблеми стали малоефективними, що призвело до пошуку нових рішень в галузі приводу подачі верстатів. На основі нових розробок з'явився привід верстата з керованими потоками потужності [8], які дозволяють створювати оптимальні по точності умови навантаження кулачкових механізмів. На цій основі розроблена електромеханічна силова головка [10], схема якої приведена на рис. 7.

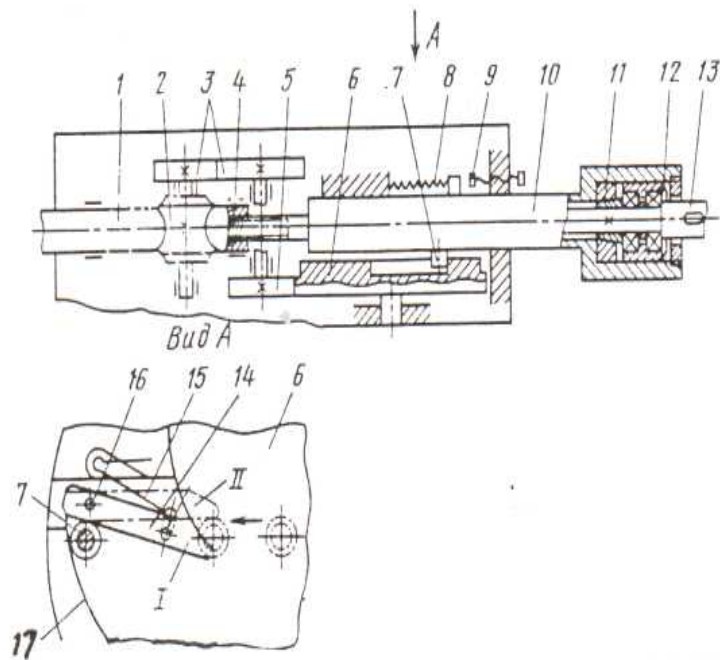


Рисунок 7 – Силова головка з регулюванням навантаження

В корпусі силової головки встановлена піноль 10 зі шпинделем 13. За допомогою гвинтової передачі 4 шпиндель з'єднаний з приводом обертання. З приводом обертового руху зв'язані черв'ячний вал 1, колесо 2, шестерні 3 і 5. Шестерня 5 спряжена з зубчатим вінцем кулачка 6. На пінолі встановлено ролик 7 штовхача кулачкової пари. Профіль кулачка утворений робочою ділянкою 17 і замикаючим її дільницею холостого ходу, яка має вигляд пластини 14, закріпленої на осі 16 і притиснутої пружиною 15. Пластина може знаходитись в двох крайніх положеннях. Шпиндель 13, притиснутий у напрямку, протилежному напрямку подачі, пружиною 12, яка замикає муфту 11. Силоне замикання кулачкової пари здійснює пружина 8, а обмеження осьового переміщення пінолі у напрямку подачі забезпечує упор 9. При обертанні черв'яка 1 і кінематично-з'єданого з ним кулачка 6, завдяки моменту опору в навантаженій пружиною 12 муфті 11, шпиндель повільно обертається і в гвинтовій парі 4 виникає осьова сила, яка викликає прискорене повздовжнє переміщення пінолі 10 до зустрічі ролика 7 з торцем пластини 14. Після розмикання муфти 11 подальша подача пінолі відбувається зі швидкістю, яка визначається профілем і швидкістю обертання кулачка 6. Для виводу інструмента з метою видалення стружки, змінюється напрямок обертання привода. При цьому змінюється напрямок осьової сили у гвинтовій парі 4, пружина 12 замикає муфту 11 і піноль переміщується у зворотному напрямку. Для введення інструмента в отвір, привід знову реверсується і піноль знову прискорено переміщується у напрямку подачі до тих пір, поки ролик 7 не зустріне з профілем 17 кулачка 6. Зустріч ролика з кулачком, а значить і перемикає подачі із швидкісної на робочу відбувається в точці, з якої був виведений інструмент, що дозволяє підвищити продуктивність обробки. Кількість проміжних виводів інструмента може бути яким завгодно. В кінці обробки, коли ролик входить в дотик з боковою стороною пластини 14, що знаходиться в позиції I, привід реверсується і піноль починає переміщатись у вихідне положення. Ролик діє на пластину і переміщає її в позицію II. Після того, як ролик виходить із дотикання з пластиною 14, вона під дією пружини 16 повертається у вихідне положення I. Після цього головка готова до виконання наступного циклу, тому що після чергового включення привода піноль

прискорено переміщається до зустрічі ролика з ділянкою 17 профілю. Для підвищення точності обробки глухих отворів використовується упор 9, який обмежує осьове переміщення пінолі в кінці робочого ходу.

Умову рівноваги виконавчого органу привода можна записати таким чином:

$$\sum(P_x + F_m) \pm P_o - P_o = 0, \quad (2)$$

де  $\sum(P_x + F_m)$  - сума сил опору переміщенню виконавчого органу;

$P_o$  – рушійна сила механізму подачі;

$P_o$  – зусилля, яке розвантажує привід подачі.

В приведеному механізмі ця реакція у гвинтовій парі 4 на крутний момент, що передається приводом головного руху.

Із рівняння (2) витікає, що повне розвантаження привода подачі від сил різання і сил тертя буде при умові:

$$\sum(P_x + F_m) = P_o. \quad (3)$$

З одного боку умова (3) показує на те, що з механізму подачі знімаються силові функції, а залишаються лише кінематичні, що якісно змінює привід подачі. Якщо до параметру швидкості подачі не висуваються підвищені вимоги, то зникає необхідність у традиційному приводі подачі. Рівняння (3) показує на якісний перехід у розвитку кулачкових механізмів, тому що при позитивному значенні рушійної сили в кулачковому механізмі, він виконує традиційні для нього функції, тобто є штовхачем, а при від'ємному значенні функція кулачкового механізму змінюється на протилежне значення, тобто стає «стримуючим». Звідси особливості схеми, конструкції і нові технологічні можливості запропонованого механізму на рис. 7. Крім цього, механізми, які описує рівняння (2) володіють адаптивними властивостями. Вони не можуть забезпечити осьової сили, яка б перевищувала силу реакції гвинтової передачі на крутний момент навантаження. Таким чином швидкість руху подачі в таких механізмах з підвищенням осьового навантаження знижується.

При деяких процесах механічної обробки механічної обробки металів різанням, з використанням багатолезвійного або профільного інструмента, забезпечується взаємна компенсація одноіменних складових сил різання, в результаті чого створюються сприятливі умови для експлуатації приводів верстатів. Але повне розвантаження механізмів подачі верстатів зв'язана з повними труднощами, особливо при різьбонарізанні. Це пояснюється тим, що для одержання руху формоутворення на різьбонарізних верстатах необхідно забезпечити узгоджений рух подачі із швидкістю привода головного руху. Похибки кінематичних ланцюгів гвинтового руху формоутворення і похибки кроків різьбонарізного інструмента знижують кінематичну точність процесу різьбонарізання і, як наслідок, якість нарізаємої різьби. Для компенсації похибок кінематичних ланцюгів використовують патрони з плаваючим шпинделем, які дозволяють в межах різниці кроків самовстановлюватися інструменту в осьовому напрямку. Але при такому саморегулюванні, як правило, виникає осьове навантаження на інструмент, що, в свою чергу, приводить до підрізання нарізаємої різьби.

Головна причина викривлення профілю різьби є додаткове різання боковими кромками зубців мітчика, яке відбувається під дією осьових сил. Використання мітчиків з бочкоподібними зубцями дещо зменшують розбивання різьби, тому що головну роботу бокового різання виконують зубці забірного конуса.

Осьова сила, яка діє на мітчик, викликана силами тертя у руховому з'єднанні, що передає крутний момент різання. Не дивлячись на те, що ця сила, як правило, на порядок нижча від сили різання, якість різьбової поверхні значно знижується (на різьбовій поверхні утворюються задири).

Підвищення якості різьб, що нарізаються мітчиками, досягаються шляхом урівноваження осьових сил. Для цього створюються спеціальні верстати з поплавками або противагами. Але таке вирішення проблеми приводить до значного збільшення габаритних розмірів і маси верстата. Крім цього, межі їх можливого використання обмежені через вертикальне розташування механізмів різьбонарізання. При цьому, осьова сила, що є функцією крутного моменту різання сприймається інструментом, тобто

$$F_m = \frac{2M_{кр}}{d} \cdot \mu, \quad (4)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент навантаження;

$d$  – середній діаметр шліцевого з'єднання шпинделя з приводом;

$\mu$  – коефіцієнт тертя.

Для урівноваження осьової сили тертя та підвищення якості нарізаємої різьби розроблена кінематична схема і конструкція різьбонарізної силової головки агрегатного верстата, приведена на рис. 8.

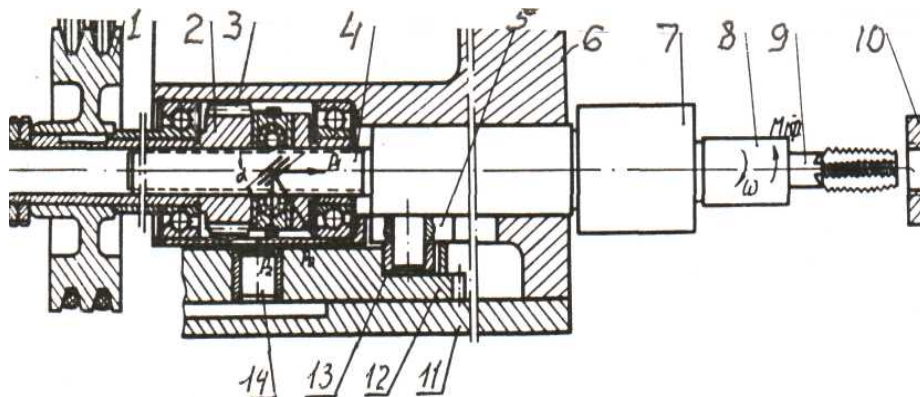


Рисунок 8 – Різьбонарізна головка з компенсацією осьового навантаження

Головка складається зі шківів 1, закріпленого на втулці 2, яка установлена на радіально-упорних підшипниках в корпусі 6 шпинделя 8 з гвинтовим хвостовиком 4, кулачка 12, установленного на вісі 14, кришки 11 корпуса, шпонки 5, встановленої на пінолі 7. При обертанні шківів 1 приводиться в обертання втулка 2, яка через гвинтовий хвостовик 4 передає обертання шпинделю 8 з інструментом 9 і відбувається нарізання різьби в деталі 10. Кінематичний ланцюг подачі починається від втулки 2, на якій нарізаний черв'як 3. Через черв'ячну передачу і дві пари зубчатих коліс (на рисунку не показані) обертання передається зубчатому вінцю кулачка 12, який здійснює повний цикл зворотно-поступальних рухів пінолі за допомогою ролика 13 і шпонки 5, закріпленої на пінолі 7. В результаті співпадання гвинтової передачі в приводі обертального руху шпинделя з напрямком гвинтової лінії, протилежним напрямку гвинтової лінії нарізаємої різьби (в даному випадку лівої гвинтової передачі), при передачі крутного моменту навантаження діє осьова складова сила, яка компенсує силу тертя.

Рівень компенсації осьового навантаження мітчика визначається параметрами гвинтової передачі і співвідношенням технологічного навантаження і сил тертя. 3

метою визначення параметрів гвинтової передачі розглянемо умови рівноваги шпindelного вузла в осьовому напрямку. Для врівноваження шпindelа і мітчика в осьовому напрямку необхідно, щоб осьова складова у гвинтовій передачі компенсувала сили тертя, тобто

$$P_o - \sum F_{mp} = 0. \quad (5)$$

Без врахування сил тертя в напрямних

$$\frac{2M_{кр} \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi')}{d'} = 0, \quad (6)$$

де  $\alpha$  і  $\varphi'$  - кут нахилу і кут тертя у шліцегвинтовій передачі;  
 $d'$  - діаметр гвинта.

В процесі робочого ходу компенсація можлива тільки у випадку, коли

$$|\alpha| = |\varphi'|. \quad (7)$$

Вибір параметрів гвинтової передачі визначається рівнем компенсації осьового навантаження мітчика, яка, виходячи із рівняння (7), не залежить від режимів різання і параметрів нарізаємої різьби.

Розвантаження механізмів, яке забезпечує підвищення якості нарізаємої різьби шляхом урівноваження сил тертя, описується рівнянням (5). Але такий спосіб урівноваження не вирішує питання розвантаження інструмента в період перехідних процесів.

Повна компенсація привода подачі верстата та по осьовому навантаженню в цей період (врізання і вихід інструмента) можлива при використанні замкнутих систем автоматичного управління, створених по типовій структурній схемі функціонального зв'язку приводів руху формоутворення.

Структурні і кінематичні схеми, розроблені на основі системи управління потоками потужності і навантаження зведені в таблицю 1.

В таблиці також приведені силові співвідношення в приводі у відповідності з рівнянням (1), виражені моделлю.

Структурна схема 1-1 і кінематична схема 1-2 (табл. 1) [14] дають можливість експлуатувати привід як в режимі, коли рушійна сила у гвинтовій передачі перевищує сили опору руху, так і в режимі, коли вона менше сил опору і тому ця схема є універсальною і режим роботи привода визначається параметрами гвинтового механізма.

Структурна схема 2.1 і кінематична схема 2.2 [12] забезпечує режим роботи привода, коли розвантажуюча привід подачі сила перевищує сили опору руху. Все це змінило функції кулачкового механізма, із силового він перетворився в керуючий, і дозволило замінити зовнішню обкатку кулачка і ролика на внутрішню, скоротити габарити привода і розширити технологічні можливості силової головки.

Структурна схема 3.1 і кінематична схема 3.1 [13] вирішують проблему розвантаження привода подачі і напрямних, що підвищує точність і довговічність привода.

Для визначення приведенного кута у гвинтовій передачі розвантажуючий привід на рис. 9, показана номограма, на якій стрілками показано приклад визначення кута для свердління діаметром  $D = 20$  мм, коефіцієнти  $c_m = 0,335$ ,  $c_{px} = 68$ , діаметр гвинта  $d = 21,6$  мм.

Коефіцієнти перевищення розвантажувальної сили над осьовою складовою технологічного навантаження прийнято 1,2.

Таблица 1

	Структурная схема	Схема элементов привода, а.с. №	Модель нагружения
1		<p>464397</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} < P_1$ или $P_{x1} > P_1$
2		<p>384651</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} > P_1$
3		<p>487749, 515627</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} > P_1$
4		<p>299311</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} < P_1$

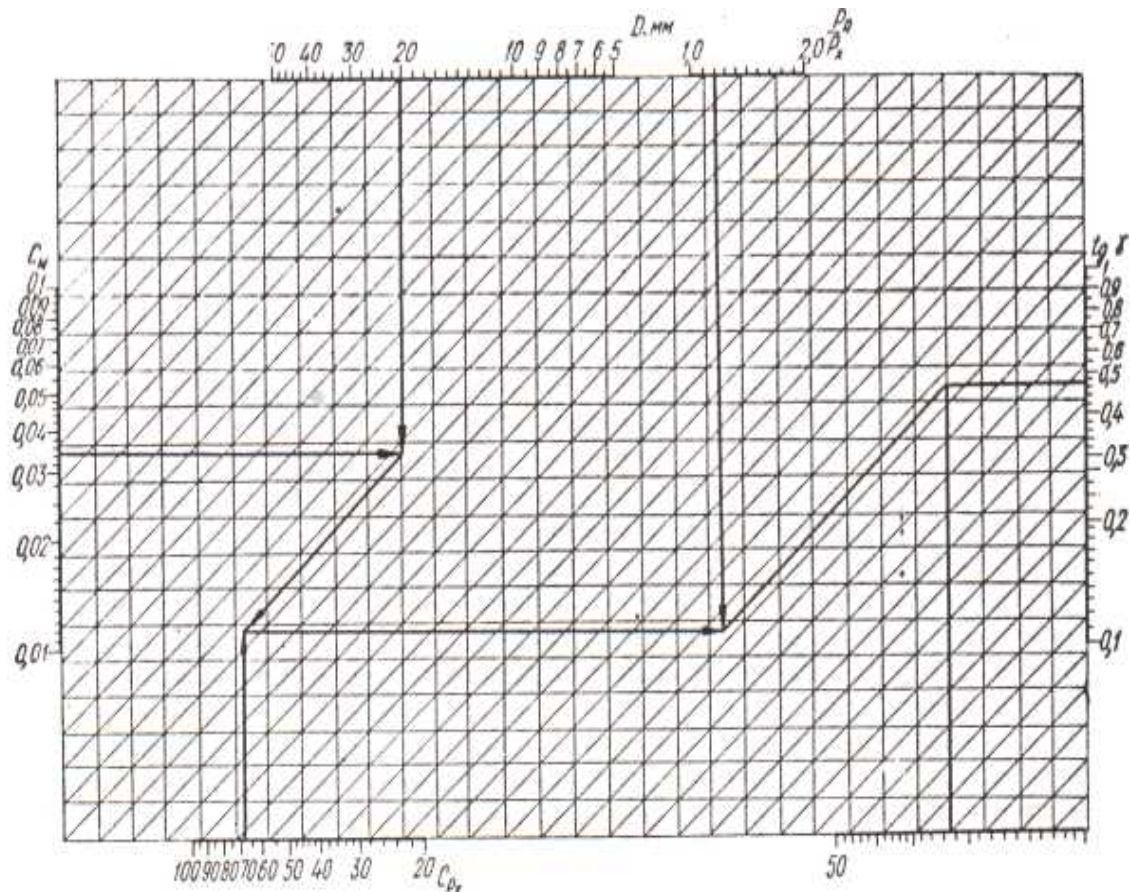


Рисунок 9 – Номограма для визначення параметрів інструмента для розвантаження силової головки

## Список литературы

1. А.с. №210619 СССР МКИ В23b. Плоскокулачковая силовая головка. Бюллетень №6, 1968 г.
2. А.с. №237538 СССР МКИ В23b. Механизм подачи шпинделя. Бюллетень №8, 1969 г.
3. А.с. №358102 СССР МКИ В23b 47/34. Силовая головка. Бюллетень №37, 1972 г.
4. А.с. №477790 СССР МКИ В23b 47/04. Привод подачи. Бюллетень №27, 1975 г.
5. А.с. №322233 СССР МКИ В23b 39/14. Силовая электромеханическая головка. Бюллетень №36, 1971 г.
6. А.с. №368942 СССР МКИ В23b 9/00. Устройство для уменьшения отжима инструмента, закрепленного консольно. Бюллетень №10, 1973 г.
7. А.с. №394168 СССР МКИ В23b 25/02. Силовая головка пинольного типа. Бюллетень №34, 1973 г.
8. А.с. №844209 СССР МКИ В23Q 5/02. Привод станка. Бюллетень №25, 1981 г.
9. А.с. №299311 СССР МКИ В23q 39/00. Шпиндельный узел металлорежущего станка. Бюллетень №12, 1975 г.
10. А.с. №487749 СССР МКИ В23Q 39/00. Электромеханическая силовая головка. Бюллетень №38, 1975 г.
11. А.с. №464397 СССР МКИ В23b 47/24. Силовая головка. Бюллетень №11, 1975 г.
12. А.с. №384651 СССР МКИ В23q 33/00. Электромеханическая силовая головка. Бюллетень №25, 1974 г.
13. А.с. №515627 СССР МКИ В23Q 37/00. Электромеханическая силовая головка. Бюллетень №20, 1976 г.
14. А.с. №305037 СССР МКИ В23q. Шпиндельный узел металлорежущего станка. Бюллетень №18, 1971 г.

В статье обобщены и проанализированы полукулачковые механизмы для агрегатных станков и автоматических линий, которые направлены на повышение производительности, кинематической точности и на расширение их технологических возможностей. Приведенные конструкции, кинематические схемы и принципы работы некоторых конструкций кулачковых механизмов, а также способы разгрузки и сил резки, которые действуют на приводы станков.

In the article are analysed cam-gears for aggregate machine-tools and automatic transfer lines which are directed on the rise of productivity are generalized, kinematics exactness and on expansion of their technological possibilities. The resulted constructions, kinematics charts and principles of work on some constructions of cam-gears, and also methods of unloading and forces of cutting which operate on the drives of machine-tools.

**А.М. Бровченко, инж., В.В. Коваленко, доц., канд. техн. наук,**

**И.Ф. Пономаренко, доц., канд. хим. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## **Исследование эффективности применения смазочно-охлаждающих жидкостей при листовой штамповке**

**В статье изложены результат исследований использования смазочно-охлаждающих жидкостей на основе графитовых и полимерных мелкодисперсных порошков при осуществлении раздельной листовой штамповки штампы, графитосодержащие композиции, полимерсодержащие технологические смазки**

Процессы штамповки металлов относятся к числу наиболее высокоэффективных и экономичных способов получения изделий, обеспечивающих повышение производительности труда и качества выпускаемой продукции. Наиболее ответственными деталями штампа, определяющими его стойкость, являются пуансоны и матрицы. Эти детали находятся в процессе работы в наиболее тяжелых условиях. Максимальное давление при холодной штамповке обычно составляет 600-2500 МПа, скорости перемещения металла на контактных поверхностях изменяются от 0,1 до 0,5 мм/с начальная скорость деформирования лежит в пределах 100-300 мм/с, а объемная температура может достигать 250<sup>0</sup> [1]. Необходимо отметить также динамический характер приложения нагрузки при штамповке, являющийся следствием специфики работы кривошипно-ползунного механизма прессы. Кроме того, работа штампового инструмента происходит в условиях затрудненного доступа технологических смазок и возможности попадания абразивных частиц в зону обработки. Все это свидетельствует о том, что процессы трения и изнашивания при штамповке металлов протекают в экстремальных условиях. В условиях резко усилившейся интенсификации производства, увеличения скоростей деформации, удорожания оборудования одним из наиболее эффективных путей повышения стойкости штампового инструмента путем управления процессом трения и изнашивания при штамповке является применение технологических смазок (ТС). Широкое использование технологических смазок при холодной штамповке и отсутствие четких рекомендаций по их выбору привело к чрезвычайно большой номенклатуре используемых смазок [2].

Технологические свойства смазочных материалов определяются, как правило, их функциональными и эксплуатационными свойствами. Они должны: иметь высокие антифрикционные, разделительные и охлаждающие свойства, создавать сплошные и прочные пленки, не вызывать коррозии оборудования, быть стабильными при хранении, не иметь в своем составе дефицитных материалов, отвечать требованиям промышленной санитарии.

При осуществлении листовой штамповки наиболее часто применяют минеральные масла, в которые вводят высокодисперсные наполнители из графита, талька, молибдена, канифоли, стеарина, воска. Хорошие результаты получены при использовании коллоидных графитовых препаратов [3] В последние годы, особое внимание у нас и за рубежом уделяется созданию полимерсодержащих технологических смазок. Экспериментально установлено [4], что даже небольшие

добавки мелкодисперсных порошков или растворов полимера в обычные технологические смазки, коренным образом изменяют процесс пластического деформирования, повышая стойкость штампов. Особо необходимо подчеркнуть, что положительное влияние добавки полимерной составляющей в смазку усиливается с ростом скорости деформирования, тогда как эффективность обычных низкомолекулярных сред снижается по мере увеличения скорости деформирования.

В качестве высокомолекулярных присадок для создания эффективных ТС применяют различные полимеры: полибутиметакрилат, полиизобутилен, фосфорорганические полимеры [6,7,8] и др. Нами были выбраны присадки полиэтилена, обладающие относительной дешевизной, хорошей растворимостью в масляной основе и обладающих рядом преимуществ экологического характера, что особенно важно на современном этапе развития общества. Проводились исследования с полиэтиленом высокого давления ПЭВД (низкой плотности) ТУ6-05-1627-78 различной молекулярной массой, в качестве масляной основы при создании полимерсодержащих (ПС) композиций для операции глубокой вытяжки. Основные технико-экономические показатели полимерсодержащих составов МХО приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Основные физико-химические свойства полимерсодержащих составов МХО

Показатель	Норма	Метод испытаний
Внешний вид	Суспензия темно-коричневого цвета	ГОСТ 6243-75
Запах	Специфический, не раздражающий	Органолептический
Плотность при 20 <sup>0</sup> С г/м <sup>3</sup> , в пределах	(0,95-1,10) 10 <sup>6</sup>	По ГОСТ 3900-47
Стабильность концентрация при низких температурах (время испытания 48ч)	Выдерживает	По ГОСТ 6243-75
Содержание воды, %, не более	38,0	По ГОСТ 2477-75

Имеются положительные примеры [5] использования СОЖ при листовой штамповке, которая представляет концентрат высокодисперсного коллоидального графита в воде соотношением (1:20) с различными добавками, улучшающими ее технологические и эксплуатационные свойства. Анализ авторских свидетельств и патентов по смазкам для холодной штамповки показывает, что в качестве добавок используют следующие ингредиенты: кальцинированную соду, триполифосфат натрия, стекло натриевое жидкое, фосфорно-кислый натрий, олеиновую кислоту, триэтаноламин, глицерин, полиакриламид, трилон-Б, мыло хозяйственное, карбоксилметилцеллюлозу, водный раствор аммиака, буру, сульфитно-спиртовую бурду и другие.

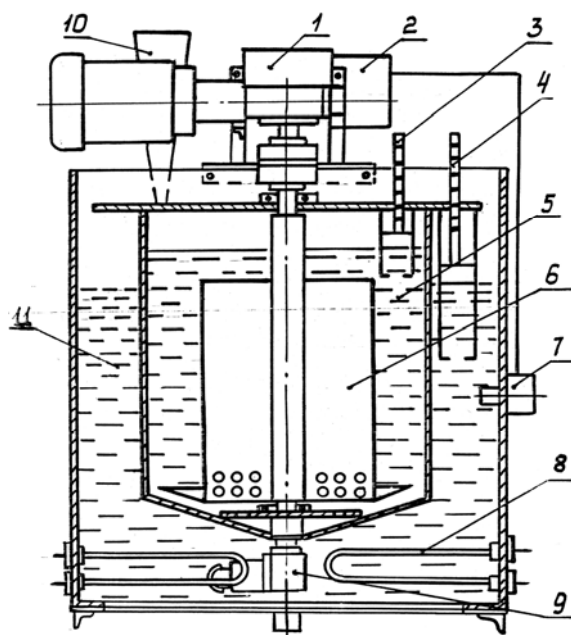
Наиболее широко при осуществлении штамповки применяют графитосодержащие препараты (ГСП) на основе масла. Известно, что смазки на основе масел склонны к задымлению. В последнее время известны случаи использования графитовых препаратов на водной основе. На основании проведенных исследований, которые выполнены на кафедре химии и основ экологии доказана целесообразность использования таких препаратов не только на операциях штамповки, но и на операциях механической обработки. Установлена взаимосвязь между физико-химическими свойствами ГСП и эксплуатационными показателями. Достоинством графитовых препаратов на водной является существенное улучшение санитарно-гигиенических условий труда, более низкая стоимость. Они не токсичны, легко удаляются с поверхности детали, не требуют затрат на рекуперацию [4]. Общим недостатком

использования ГСП и молибденосодержащих препаратов является их низкая седиментационная стабильность, повышенная склонность к окислению в процессе трения, что приводит к ухудшению их смазочных свойств и уменьшению износостойкости композиций на их основе. Авторами работы [5] проведены исследования, позволяющие повысить седиментационную стабильность ГСП препаратов путем введения в их состав специальных добавок. Основные технико-экономические показатели ГСП (графитолов) приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Основные технико-экономические показатели графитолов

Наименование	Содерж. золы, %, не более	Содерж. нелетучего остатка, %	Эффект. вязк.	Эмульс. стабильность, %	Седиментационная стабильность, %
Графитол Э-21	0,1	16 -20	0,5	70	70
Графитол Э-22	0,1	16 -20	0,5	70	70
Графитол Э-21	0,1	15- 18	0,5	70	70
Графитол Э-31	0,3	7-9	0,3	-	75
Графитол В-2	0,3	7-9	0,5	-	75

Для получения ПС композиций в производственных условиях, был разработан реактор (рис.1) отличающийся простотой и надежностью конструкции. В основе технологии получения ПС смазок лежал процесс расплавления полиэтилена в минеральном масле при температуре 80-140<sup>0</sup> в глицериновой бане и тщательном перемешивании полимерного состава [6]. Емкости для глицерина 11 и смесителя 5 выполнены в виде сваренных из алюминия цилиндров, которые изолированы друг от друга. Емкость смесителя 5, с установленной в ней мешалкой 6, закреплены неподвижно внутри емкости для глицерина 11. Привод мешалки смесителя 6 осуществляется от электродвигателя через червячный редуктор и упругую муфту. В емкости для глицерина 11 установлены пять электронагревателей 8. Уровень масла в смесителе и глицерина в нагревательной емкости контролируется по показаниям шкалы, нанесенной на поплавках.



1-Привод смесителя; 2-блок автоматического регулятора температуры; 3,4-поплавковые указатели уровня глицерина и масла; 5-емкости смесителя; 6-механическая мешалка; 7-датчики температуры; 8-электронагреватели; 9-патрубок для слива смазки; 10-загрузочная воронка

Рисунок 1 - Реактор для изготовления полимерсодержащих технологических смазок

При достижении заданной температуры автоматический регулятор отключает часть электронагревателей по команде от датчика температуры 7. Включение автономного привода мешалки осуществлялось независимо от включения нагревателей, при этом время пуска строго согласовано с температурой разогрева масла. Не допускается включение электродвигателя при температуре масла менее 80-90<sup>0</sup> во избежание перегрузки из-за застывания смазки в смесителе.

На П/О Радий были проведены производственные испытания технологических смазок на твердосплавных разделительных штампах при вырубке пластин из трансформаторной стали, а также на вытяжных операциях. В качестве технологических жидкостей при штамповке были опробованы как масляные ПС СОТС, так и СОТС на основе графитосодержащих композиций. СОТС подавалась непосредственно в зону вырубки и вытяжки.

Данные об условиях проведения производственных испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Условия проведения производственных испытаний

Наименование операции, марка прессы	Штапуемый материал	Материал пуансона и матрицы		Число ударов штампа в мин.
		пуансона	матрицы	
Вырубка АА6228	Электротехническая сталь 3413- 3414	ВК15	Х12М	110 -120
Вырубка А843В	Электротехническая сталь 3413- 3414	Х12М	Х12М	110 -120
Вытяжка К2130	08КП	ВК -15	Х12М	80

Результаты производственных испытаний технологических смазок и СОТС на разделительных операциях листовой штамповке приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Результаты испытаний стойкости штампов

Применяемая смазка	Способ подачи в зону обработки	Среднестатистическая стойкость штампа	Повышение стойкости, %
Без смазки	-	44000	-
В2	Перед началом операции	81000	180
Без смазки	-	110000	-
В2	В процессе работы	130000	118
Без смазки МХО -55	Перед началом операции	40000 43000	107

Результаты производственных испытаний штампов при вытяжке приведены в таблице 5.

Таблица 5 - Результаты производственных испытаний вытяжных штампов

Тип смазки	Температура корпуса	Среднестатистическая стойкость штампа, количество ударов	Повышение стойкости, %
Без смазки	51,5	13000	143
МС	45,5	18600	
МХО-55	50,0	17000	
В2	35,0	16000	
Э-21	49,5	16000	
Э-28	46,5	16500	

В статье показано, что одним из перспективных путей повышения стойкости штампов, без коренного изменения технологического процесса, является применение технологических смазок. На вырубных операциях применение ТС на основе композиций из графитола В2 позволяет существенно повысить стойкость разделительных штампов (в 1,8 раза). Использование смазки МХО-55 на операции вырубки оказалось малоэффективным. Наиболее эффективным оказалось использование смазок на основе полимеров (типа МХО-55) на операциях вытяжки, где получено существенное повышение стойкости до 20 % при значительном уменьшении нагрева деталей.

### Список литературы

1. Обработка металлов давлением в машиностроении. /П.И. Полухин и др. М.: Машиностроение. София: Техника, 1983. - 279 с.
2. Г.К. Санакоев, А.П. Прокудин, З.И. Побединская и др. Технологические смазки и смазочно-охлаждающие жидкости для штамповки. Обзор. М.: НИИ Маш. 1979.– 48с.
3. А.К. Чертавский, В.К. Белосевич. Трение и технологическая смазка при обработке металлов давлением. - М.:Металлургия,1968.-368с.
4. А.М. Бровченко, М.Ф. Волченко, Л.М. Мяковский, В.Я. Замуренко. Применение графитолов в качестве СОЖ при порезке твердых сплавов. /Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. К.: Техніка, 1987.– С. 58-61.
5. А.М, Бровченко. И.Ф, Пономаренко. М.Ф. Волченко Повышение эффективности алмазно – абразивной обработки твердых и магнитных сплавов. //Мир техники и технологии. Международный технический журнал. №9. 2006.– С.56-57.
6. В.В. Коваленко. 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.
7. В.В. Коваленко Разработка, исследование и внедрение полимерсодержащих технологических смазок для вытяжки низкоуглеродистых сталей. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук – Днепропетровск, ДмеТИ, 1991. - 17с.
8. В.В. Коваленко, Ю.Ф. Харченко. Повышение стойкости штампов для формоизменяющих операций листовой штамповки при изготовлении деталей сельскохозяйственных машин. //Проблемы конструирования и технологии производства сельскохозяйственных машин: Тез. докл. Респуб. научн. - тех. конф. - Кировоград, 1991.– С. 95-96.

The article gives the results of research application of oil coolants based on draphite and polymer fine – dispersion powders in sheet separate stamping Dies, ghite –cotaining compositions, polymer – cotaining technological oils.

В статті викладені результати досліджень при використанні змащувально-охолоджуючих рідин на основі графітових і полімерних дрібнодисперсних порошків при здійсненні роздільної листової штамповки.

УДК 621.9

А.М. Бровченко, инж., И.Ф. Пономаренко, доц. канд. хим. наук,

Э.А. Гришина, преп.

Кировоградский национальный технический университет

## Аналитический расчет производительности обработки при алмазно-электрохимическом шлифовании твердых сплавов торцом круга

В статье приведена методика аналитического расчета производительности при осуществлении алмазно – электрохимического шлифования исходя их состояния режущей поверхности круга, фактического съема составляющих процесса, условий контактного взаимодействия, и режимов шлифования.

**алмазно–электрохимическое шлифование, аналитический расчет, производительность обработки**

Известно [1], что съем обрабатываемого материала при алмазно-электрохимической обработке металлокерамических твердых сплавов происходит за счет резания алмазными зернами, анодного растворения и электроэрозионного разрушения поверхностного слоя. Кроме этого, съем твердого сплава осуществляется в специфических условиях воздействия сопряженных эффектов (хемо-механического и механо-химического).

Общий объем можно определить по формуле:

$$Q = Q_{\text{мех}} + Q_{\text{эх}} + Q_{\text{эр}} + Q_{\text{хем.мех.мех.хим.}}$$

где  $Q$  – суммарный съем;

$Q_{\text{мех}}$  – часть припуска, снимаемая за счет микрорезания;

$Q_{\text{эх}}$  – часть припуска, которая удаляется вследствие анодного растворения;

$Q_{\text{эр}}$  – часть припуска, которая удаляется за счет эрозионных процессов;

$Q_{\text{хем.мех.мех.хим.}}$  – часть припуска, которая удаляется за счет воздействия

сопряженных эффектов.

Съем твердого сплава, снимаемый путем микрорезания можно при  $U = 0$  определить по формуле:

$$Q_{\text{мех}} = \frac{\ell \cdot F}{\tau} \text{ мм}^3 / \text{мин},$$

где  $\ell$  – длина сошлифованного образца мм;

$F$  – площадь обработки в мм<sup>2</sup>;

$\tau$  – время обработки в мин.

Съем твердого сплава, удаленного вследствие его анодного растворения можно найти из законов Ома и Фарадея.

$$Q = \xi \eta \cdot \frac{u \cdot s}{\rho \cdot h},$$

где  $u$  – напряжение в вольтах;

$s$  – площадь контакта в мм<sup>2</sup>;

$\rho$  – удельное сопротивление Q м/мм;

$h$  – величина межэлектродного зазора;

$\xi$  – электрохимический эквивалент сплава.

$$\xi = \frac{100}{\sum \frac{Ci}{\xi_i}},$$

где  $Ci$  – процентное содержание отдельных компонентов в связке;

$\xi_i$  – электрохимический эквивалент компонента;

$\eta$  – выход по току.

Находим по формуле [2]:

$$\eta = \frac{60^{i=m}}{F} \sum \frac{Ai}{ni} ki,$$

где  $F$  – число Фарадея;

$A$  – атомный вес вещества;

$n_i$  – число электронов отдаваемых металлом;

$k_i$  – весовая доля данного компонента.

Влияние хемо-механического эффекта можно учесть через коэффициент  $K$ :

$$K = \frac{\sum n \cdot Fq}{F},$$

где  $n$  – число дислокаций;

$Fq$  – размеры дислокаций;

$F$  – площадь обработки.

Экспериментами установлено, что суммарный съем, полученный вследствие аналитических расчетов и съем, полученный в результате опыта, не совпадают. Этот факт получил в литературе название «Нарушение адекватности съема». На наш взгляд ошибка возникает не в результате неточности расчетов, возникающих из-за сложности и громоздкости вычислений, а из-за того, что общий съем обрабатываемого материала при АЭХО нельзя вычислить просто как арифметическую сумму всех слагаемых, поскольку все процессы взаимосвязаны. Известно, что время необходимое для снятия стружки можно вычислить:

$$\tau_m = \frac{L}{1000Vkp},$$

где  $\tau_m$  – время шлифования сек;

$L$  – длина дуги контакта;

$V_{kp}$  – скорость вращения круга.

Длина дуги контакта равна [2]:

$$L = Ra \sqrt{1 + \frac{Snp^2}{(60Vkp)^2}},$$

тогда:

$$\tau_m = \frac{Ra \sqrt{1 + \frac{Snp^2}{(60Vkp)^2}}}{1000 \cdot Vkp} \text{ сек.}$$

Съем обрабатываемого материала за счет электроэрозии можно определить, как произведение среднего объема эрозионных лунок на число выступов связки в круге.

$$Q_{эп} = V_n n_{ов},$$

Практика показала, что увеличение напряжения свыше 8 вольт, приводит к ухудшению качества поверхности и к увеличению износа круга. Поскольку мощность эрозионной дуги расходуется в основном на износ круга, имеющего более легкоплавные компоненты, чем обрабатываемый материал при  $U < 8В$ , величиной эрозионного съема можно пренебречь. Съем твердого сплава за счет механо-химического эффекта можно рассчитать, как величину анодного растворения за счет дополнительного тока, возникающего вследствие пластических деформаций. Так, плотность тока, являющейся следствием пластических деформаций, определить [3]:

$$\Delta i = i_A \frac{S_2}{S_1} \left( \exp \frac{n \cdot \Delta \bar{\varphi}_0}{b} - 1 \right),$$

где  $\frac{i_A}{S_1}$  - истинная плотность тока

$$b = \frac{RT}{ZF};$$

$Z$  – заряд иона;

$F$  – число Фарадея

$n$  – размеры дислокационных скоплений;

$\Delta \varphi_0$  – прекращение потенциала.

Стружка снимается отдельным зерном за  $10^{-4} \div 10^{-5}$  сек, т.е. практически мгновенно. Время переходного процесса, вызывающего увеличение тока, при обработке твердых сплавов не больше 1 сек. Следовательно, для анодного съема обрабатываемого материала,  $\tau \frac{T}{3C}$ . Очевидно, что при алмазно-электрохимической обработке электрохимического съема (в общепринятом смысле) не происходит, а наблюдается только разрыхление поверхности на различную глубину, в основном по границам карбидных зерен. Глубина растравленного слоя зависит от природы обрабатываемого материала, плотности тока и состав и температуры электролита и для твердых сплавов колеблется от 3,8 до 7 мкм [5].

Представив зерно, как параболоид вращения можно вычислить площадь среза для единичного зерна. Площадь среза, определяется, как площадь параболического сегмента с основанием  $a$  и высотой  $h$ .

В этом случае

$$F = \frac{2}{3} ah \text{ мм}^3.$$

В нашем случае  $a$  – ширина срезаемого слоя, а  $h$  – глубина внедрения алмазного зерна в обрабатываемый материал.

В работе [6] показано, что ширина срезаемого слоя для шлифования торцом круга равна

$$a = \frac{S_{nn} \cdot l_{cp}}{60V_{kp} \cdot \sqrt{1 \pm \frac{S_{nn}^2}{(60V_{kp})^2}}}.$$

Глубину внедрения алмазного зерна можно определить [4]:

$$h' = \sqrt{\frac{P}{\pi\delta \cdot \operatorname{tg}(\operatorname{tg}\alpha + \varphi)^{0.5}}},$$

где  $h$  – глубина внедрения;  
 $\delta$  – величина контактного напряжения;  
 $\alpha$  – половина угла заострения конуса.

Для случая алмазно-электрохимического шлифования

$$h_{\text{э}} = h' + \Delta h;$$

$$\Delta h = \frac{C}{h_3} \tau_{\text{эx}},$$

где  $h_3$  – средняя высота выступания алмазных зерен под связкой;  
 $\tau_{\text{эx}}$  – время электрохимического растворения;  
 $C$  – постоянная, значение которой зависит от физико-механических свойств обрабатываемого материала.

Объем материала, снимаемый единичным зерном

$$V = \frac{2}{3} a h_{\text{э}} L_{\text{мм}},$$

где  $L$  – длина дуги контакта.

Съем твердого сплава при алмазно-электрохимическом шлифовании можно рассчитать по формуле:

$$Q = V \cdot n\phi \cdot n \cdot \tau,$$

где  $n\phi = n_b \text{ hd}$ ;

$n_b$  – число алмазных зерен на приведенной ширине шлифования.

При врезном шлифовании торцом круга

$$n_b = \frac{D - \alpha}{2l_3},$$

где  $l_3$  – средневероятное расстояние между алмазными зернами;

$hd$  – число зерен на дуге окружности, описанный радиусом;

$$h = \frac{2\pi \cdot R_{\text{cp}}}{L}, \quad R_{\text{cp}} = \frac{R + r}{2};$$

$h$  – число оборотов круга в мин;

$\tau$  – время шлифования в мин.

$$Q = \frac{2}{3} ah \cdot \frac{(D - d)}{2l_3} \cdot \frac{2\pi \cdot R_{cp}}{l_3} \pi \tau = \frac{4ah \pi \cdot R_{cp} \cdot n(D - d) \tau \cdot k}{6l_3^2} \text{ ммЗ},$$

где  $k$  – коэффициент, учитывает влияние перекрытия алмазных зерен.

Преимуществом данной методики аналитического расчета производительности алмазно-электрохимического шлифования является то, что данная формула учитывает состояние режущей поверхности алмазного круга, фактическую площадь контакта, условия контактного взаимодействия и взаимовлияние составляющих процесса. Сравнение практических результатов и теоретических расчетов показали их достаточно хорошее совпадение (погрешность не превышает 5%).

#### **Выводы:**

Впервые предложена методика, позволяющая аналитическим путем определить производительность алмазно-электрохимического шлифования с учетом состояния режущего рельефа, влияния электрохимического и хемомеханического эффектов и режимов обработки;

Результаты аналитических расчетов можно использовать для формирования регламентированного режущего микрорельефа и прогнозирования ч режущей способности алмазных кругов.

Методика расчета может быть использована для изучения механизма съема и управления совмещенного с правкой процесса алмазно-электрохимического шлифования

#### **Список литературы**

1. Семко М.Ф., Грабченко А.И., Левченко Н.В., Раб А.Ф. Электроалмазное шлифование инструментальных материалов. Вища школа, 1974.– 120 с.
2. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974.- 320с.
3. Гутман Э.М. Механохимия металлов и защита от коррозии. М.: Металлургия. 1974. – 232с.
4. Сагарда А.А. Исследование процесса внедрения алмазного зерна в обрабатываемую поверхность/Станки и инструменты, № 10. 1969. – С. 3-7.
5. Гостев В.В. Алмазно-электрохимическое шлифование твердых сплавов. Харьков, «Вища школа», Изд-во Харьковского ун-та, 1974. - 120 с.
6. Захаренко И.П., Мовлазаде В.З., Толщина слоя, снимаемая одним зерном, при плоском шлифовании торцом алмазного круга.// За технический прогресс, 1972, № 4. С. 34-36.

В статті приведена методика аналітичного розрахунку продуктивності алмазно – електрохімічного шліфування виходячи із стану ріжучої поверхні круга, фактичного з'єму складових процесу, умов контактної взаємодії і режимів шліфування

In this article the methods of analytical estimation of processing efficiency by realization of electro - chemical grinding based upon the condition of cutting - face of a circle; the factual set of constituents; the conditions of contact interaction and grinding modes (of operation), as well as diamond electro - chemical grinding analytical estimation and processing efficiency are giyen.

## Розробка та дослідження прецизійної сферичної опори ковзання

Наведена інформація про розроблену прецизійну опору ковзання. Викладені результати досліджень характеристик опори, зокрема визначені динамічні моменти опору при поперечно-кутових переміщеннях опори та частотні характеристики опор по моменту опору.

**просторовий механізм, сферична опора, динамічний момент тертя, частотні характеристики**

### Вступ

В сучасному технологічному обладнанні широко використовуються просторові механізми із прецизійними сферичними опорами. Сферичні опори є найбільш складними і відповідальними вузлами просторових механізмів. Розробка прецизійних сферичних опор є актуальною науково технічною проблемою.

Проблема розробки сферичних опор в загальному вигляді включає створення прогресивних схемних рішень опор із мінімальним коефіцієнтом опору при відсутності люфтів і високій стабільності положення опори.

Розробка прецизійних сферичних опор пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями створення сучасного технологічного обладнання, зокрема промислових роботів, металорізальних верстатів, вимірювальних машин та інших [1].

Відсутність раціональних технічних рішень сферичних опор стримує розвиток технологічного обладнання на основі просторових механізмів.

В дослідженнях і публікаціях останнього часу [1] наявна значна кількість розробок різноманітних сферичних опор. Дослідження стосуються розробки принципів схем та визначення характеристик різноманітних конструкцій опор.

В результаті аналізу останніх досліджень і публікацій [1,2] встановлено, що в інформаційних джерелах наявна значна кількість схемних і конструктивних рішень сферичних опор [2]. Як правило опори реалізуються на підшипниках кочення. Недоліками таких опор є складність конструкції, значна маса і габарити опор.

В наведених публікаціях визначені основні параметри опор: жорсткість, моменти опору та кінематичні залежності. Дослідження кінематики та інших характеристик здійснено для опор на підшипниках кочення.

Суттєвим чином знизити масо-габаритні параметри опор можна, застосувавши сферичні опори ковзання. Розробка і дослідження сферичних опор ковзання відноситься до невирішеної раніше частини загальної проблеми розробки сферичних опор просторових механізмів.

Суттєвою частиною проблеми є встановлення особливостей характеристик сферичних опор ковзання. Основними характеристиками є кінематичні залежності взаємного руху деталей опори, залежність моменту тертя при взаємному переміщенні деталей опори та динамічні (частотні) характеристики опор.

Дана стаття присвячена розробці принципово нового схемного рішення прецизійної сферичної опори ковзання та дослідження її характеристик, зокрема кінематичних характеристик і моментів тертя та динамічних частотних характеристик опор.

### Конструкція прецизійної опори ковзання.

Розроблена конструкція опори має точний сферичний центр 1 виготовлений із надтвердого матеріалу (карбід бора) (рис. 1). Відхилення від сферичної поверхні центру не перевищує 1мкм. Із сферичною поверхнею центра взаємодіють трубчасті вставки 2.

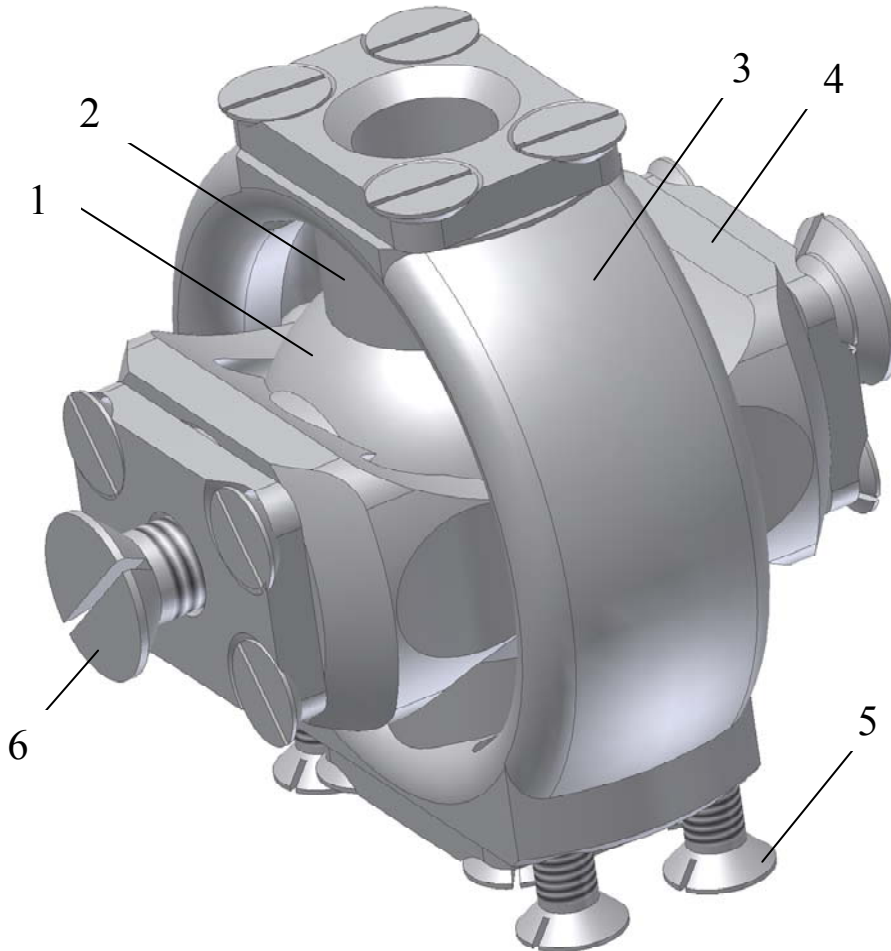


Рисунок 1 – Розроблена прецизійна сферична опора ковзання (із кожухом)

Всього в опорі є дві пари вставок. Одна пара з'єднана із нерухомим корпусом 3, а інша пара розміщена в рухомій рамці 4. Гвинти 5 служать для закріплення нерухомого корпусу, а гвинти 6 призначені для закріплення кожуха на рухомій рамці (на рисунку не показаний). Кожух з'єднано із рухомою ланкою просторового механізму. Прецизійна сферична опора забезпечує вільне кутове переміщення рухомої рамки 4 в межах конуса з кутом при вершині  $30^\circ$ , який є робочим діапазоном опори.

Кожна пара вставок має одну вставку, жорстко з'єднану із відповідною рамкою, а другу вставку – рухому в напрямку осі сфери. Рухома вставка підпружинена відносно рамки і притискається до сфери, утворюючи з нею рухомий контакт. В контакті між сферою і вставкою наявний шар мастила. Застосовується суміш графіту та мінеральної оливи. Зазор між поверхнями вставки та сфери є незначним. В межах даного зазору діють розподілені нормальні і тангенціальні напруження. Сумарна дія розподілених напружень забезпечує несучу здатність опори при взаємному переміщенні деталей.

Основною задачею досліджень характеристик опори є встановлення закономірностей руху мастила в малорозмірних зазорах між рухомими поверхнями сфери і вставок, та визначення на цій основі зв'язку силових і кінематичних параметрів опори.

### Дослідження характеристик опори

Основною характеристикою опори є динамічний момент тертя який виникає між рухомою сферою і вставками. Динамічний момент тертя залежить від кутової швидкості обертання сфери і мікропереміщень сфери відносно вставки. Кутова швидкість обертання та мікропереміщення сфери є векторними величинами.

Для опису змінного в часі вектора кутової швидкості обертання сфери  $\vec{\omega}(t)$  використаємо три параметри: модуль кутової швидкості  $\omega(t)$ , та кути  $\gamma(t)$  та  $\delta(t)$  які характеризують положення вектора кутової швидкості в декартовій прямокутній системі координат  $x, y, z$  (рис. 2).

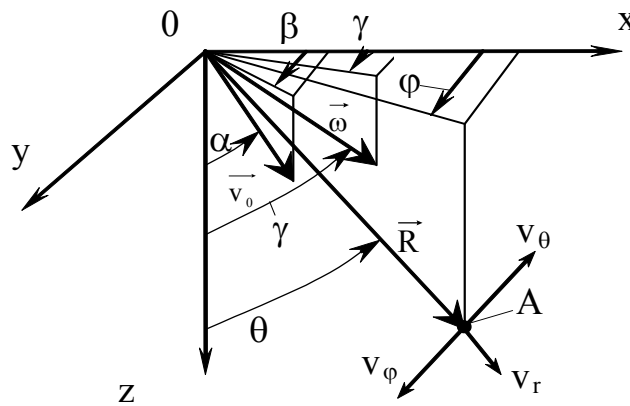


Рисунок 2 – Схема опису кінематичних характеристик відносного руху сфери і вставки

Для опису змінної в часі швидкості мікропереміщень сфери  $\vec{V}_0(t)$  приймемо модуль переміщення сфери  $v_0(t)$  та кути  $\alpha(t)$ ,  $\beta(t)$ , що визначають напрямок швидкості сфери в системі координат  $x, y, z$ .

Кожна точка A контакту між сферою і вставкою характеризується радіус-вектором  $\vec{R}$  який має модуль  $R$  і кутовими координатами  $\theta$  і  $\varphi$ . Відносні швидкості переміщення поверхонь сфери і вставки мають три складові  $v_r, v_\theta, v_\varphi$ .

Відносні швидкості залежать від кінематичних параметрів переміщення сфери, а саме від кутової швидкості  $\vec{\omega}$  та швидкості поступального переміщення сфери  $\vec{v}_0$ . Згідно із [3] проєкції відносних переміщень точок сферичних поверхонь визначаються формулами

$$\begin{aligned} v_r &= v_0 [\cos \alpha \cdot \cos \theta + \sin \alpha \cdot \sin \theta \cdot \cos(\varphi - \beta)]; \\ v_\theta &= v_0 [-\cos \alpha \cdot \sin \theta + \sin \alpha \cdot \cos \theta \cdot \cos(\varphi - \beta) - \omega R \sin \gamma \cdot \sin(\varphi - \delta)]; \\ v_\varphi &= -v_0 \sin \alpha \cdot \sin(\varphi - \beta) + \omega R [\cos \gamma \cdot \sin \theta - \sin \gamma \cdot \cos \theta \cdot \cos(\varphi - \delta)]. \end{aligned} \quad (1)$$

Швидкість відносного ковзання поверхонь сфери і вставки визначається згідно співвідношення  $v_T = \sqrt{v_\theta^2 + v_\varphi^2}$ .

Між сферичними поверхнями наявний шар мастила. Вважаючи зміни зазору між поверхнями незначними, дотичні напруження в напрямках  $\Theta$  і  $\varphi$  в шарі мастила визначаються згідно залежностей [3]

$$\tau_{\Theta} = \mu V_{\Theta} / \Delta, \quad \tau_{\varphi} = \mu V_{\varphi} / \Delta,$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість мастила;

$\Delta$  – середнє значення зазору між сферичними поверхнями.

Визначимо загальні моменти сил в'язкого опору, які діють на сферу. Для цього проінтегруємо елементарні дотичні зусилля по площі контакту. Для однієї вставки проекції моменту сил тертя відносно вісей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  визначаються інтегралами

$$\begin{aligned} M_x &= \mu R^3 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} \left( v_{\varphi} \cdot \cos \theta + \frac{V_{\Theta} \cos \theta \sin \theta \sin \varphi}{\Delta} \right) d\theta; \\ M_y &= \mu R^3 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} \left( \frac{-v_{\Theta} \cos \theta + v_{\varphi} \cos \theta \sin \varphi}{\Delta} \right) d\theta; \\ M_z &= \mu R^3 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} \frac{v_{\varphi} \sin \theta}{\Delta} d\theta, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\Theta_1$  і  $\Theta_2$  – кутові координати кільцевої поверхні вставки, яка взаємодіє із сферою.

Модуль моменту сил тертя визначиться формулою

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}.$$

Наведені вище формули (1), (2) в загальному вигляді визначають момент сил тертя при довільних поступальних і кутових переміщеннях сфери відносно вставки.

Прийmemo в якості характерного для опори синусоїдальне поперечно-кутове переміщення сфери в площині осей  $xz$

$$\theta_c = A \sin vt, \quad (3)$$

$A$  – амплітуда поперечно-кутових переміщень сфери;

$v$  – частота переміщень.

При цьому кутова швидкість переміщення сфери складе

$$\omega_c = \frac{d\theta_c}{dt} = Av \cos vt.$$

Підставивши значення кутової швидкості та її кутових координат ( $\dot{v} = 0$ ) в співвідношення (2) із врахуванням (1), одержимо після інтегрування відповідні значення моменту тертя. Обчислення проведені для різних моментів часу в межах кількох періодів синусоїдального переміщення сфери, визначеного формулою (3). Одержані розрахункові точкові графіки згладжені за допомогою кубічних сплайнів (рис.3).

Одержана залежність моменту тертя в часі  $M_a(t)$  наближено відповідає синусоїдальній функції

$$M_c(t) = B \sin(vt + \psi), \quad (4)$$

де  $B$ ,  $\psi$  – амплітуда і початкова фаза моменту опору, залежні від частоти коливань.

Для знаходження амплітуди  $B$  і початкової фази  $\psi$  використано стандартну процедуру апроксимації розрахункового моменту  $M_a(t)$  синусоїдальною залежністю із визначенням коефіцієнтів згідно метода найменших квадратів. Графік визначеної синусоїдальної функції також наведено на рис. 3 (крива 3).

Розрахунки проведено для поперечно-кутових коливань постійної амплітуди  $A=10^\circ$  з частотами  $\nu=4, 8, \dots, 60 \frac{1}{c}$ .

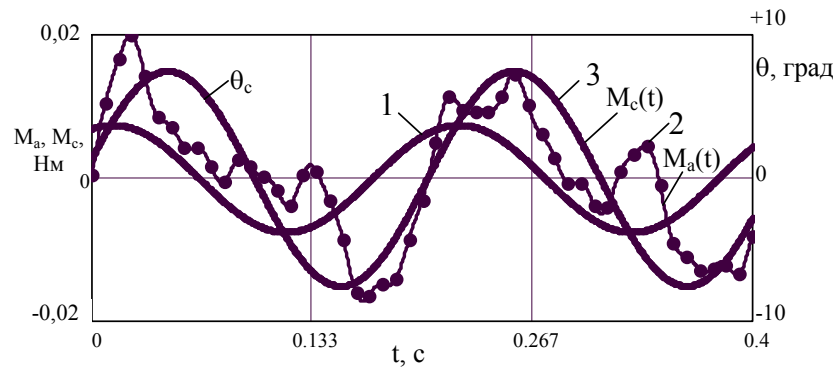


Рисунок 3 – Графіки зміни кутового положення сфери (крива 1), розрахункового моменту тертя (крива 2) та апроксимуючої момент тертя синусоїдальної функції (крива 3)

Для кожного розрахунку знайдено значення амплітудно-частотної  $W(\nu)=B/A$  та фазо-частотної  $\psi(\nu)$  характеристик [4].

Результати розрахунків відносних амплітуд та фазового зміщення наведені у вигляді точок на графіках амплітудно-частотної та фазо-частотної характеристики (рис.4).

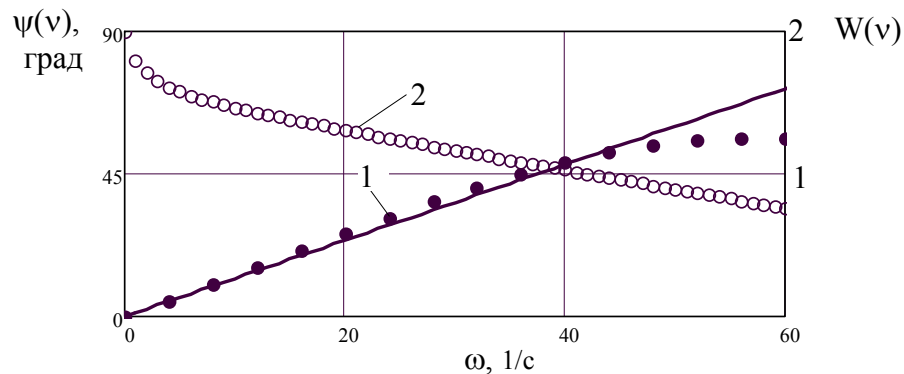


Рисунок 4 – Розрахункові графіки амплітудно-частотної (крива 1) та фазо-частотної (крива 2) характеристик опори

Із аналізу графіків випливає, що прецизійна опора ковзання має частотні характеристики, близькі до частотних характеристик реальної диференціюючої ланки [4]. При цьому момент тертя опори близький до похідної поперечно-кутового переміщення. Відхилення від даного закону мають місце при середніх та високих частотах коливань. Це пояснюється наявністю нелінійних залежностей сил тертя від переміщення сфери.

Зміна фази моменту тертя відносно кутового переміщення при частотах коливань  $4 \dots 60 \frac{1}{c}$  не перевищує  $30^\circ$ . Амплітуди моменту тертя збільшуються із ростом частоти по закону, близькому до лінійного.

## Висновки

1. Рациональною конструкцією прецизійної сферичної опори ковзання є опора із точним сферичним центром, виготовлена із надтвердого матеріалу з відхиленням від

сферичності 1...2 мкм. Із сферичним центром взаємодіють трубчасті вставки, встановлені в нерухомому корпусі та в рухомій рамці.

2. Наявність точної сфери рухомої та нерухомої вставок забезпечує необхідні умови змащення та компенсації зазорів при зносі контактуючих поверхонь.

3. Динамічний момент сил тертя прецизійної сферичної опори ковзання в основному залежить від кутової швидкості просторового повороту сфери і мало залежить від мікропереміщень сферичного центру.

4. Закон динамічного взаємозв'язку кутової швидкості повороту сфери і моменту тертя близький до диференціального з відхиленнями в області середніх і високих частот гармонічних поперечно-кутових переміщень сфери.

5. Як напрямок подальших досліджень рекомендується визначення впливу зносу поверхонь тертя на характеристики прецизійної опори ковзання.

## Список літератури

1. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение, 2003.–384с.
2. Бушуев В.В. Практика конструирования машин.– М.: Машиностроение, 2006. – 448с.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 783с.
4. Бессекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического управления. – М.: Машиностроение, 1979. – 630с.

Приведенная информация о разработанной прецизионной опоре скольжения. Изложены результаты исследований характеристик опоры, в частности определены динамические моменты сопротивления при поперечно-угловых перемещениях опоры и частотные характеристики опор по моменту сопротивления.

The information about developed high-precision sliding bearing is given. The results of investigation of bearing characteristics are given. In particular, dynamic resistance moments by cross-angular travels of bearing and frequency characteristics of bearing by resistance moment are determined.

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, І.І. Філімоніхіна, ас.,

В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук.

Кіровоградський національний технічний університет

## Ефективність зрівноваження ротора чотирьохмаятниковим автобалансиром з в'язями

Досліджена ефективність зрівноваження ротора чотирьохмаятниковим автобалансиром з в'язями. Знайдені наближені формули для оцінки ефективності. Досліджений вплив на ефективність зміни різних параметрів.

**автобалансування, зрівноваження, автобалансир, відцентрові машини, ротор, рівняння руху**

Для зрівноважування на ходу – під час експлуатації роторів відцентрових машин, барабанів екстракторів, сепараторів, центрифуг тощо застосовуються чотирьохмаятникові автобалансири [1]. Маятники в них чутливі до зміни кутової швидкості обертання ротора, бо під дією тангенціальних складових сил інерції коливаються навколо осей, на які вони насаджені. В [2] запропоновано усувати цей недолік накладанням на рух маятників в'язей, які дозволяють їм попарно повертатися відносно ротора на рівні кути у протилежні боки. В [3], у рамках плоскої моделі ротора і автобалансира складені диференціальні рівняння руху системи. Нижче в рамках цієї моделі досліджується ефективність зрівноваження ротора пристроями.

У рамках прийнятої моделі [3] ротор - симетричний плоский диск маси  $M$ , насаджений з ексцентриситетом  $e$  на абсолютно твердий вал, перпендикулярний його площини. Маятники - невагомні стрижні довжини  $l$ , що несуть на своєму кінці зосереджені маси  $m$ . Вони насаджені на чотири осі, симетрично розташовані щодо вала ротора на відстані  $a$  (рис. 1). Маятники можуть бути вибудовані уздовж двох взаємно перпендикулярних прямих  $U, V$ , жорстко зв'язаних з ротором. Під час руху маятники 1, 2 (3, 4) повертаються відносно ротора на рівні кути  $\varphi$  ( $\psi$ ) у протилежні сторони. При повороті маятника навколо осі на нього діє момент сил в'язького опору  $H_1\varphi'$  ( $H_1\psi'$ ), тут штрих над величиною означає похідну за часом  $t$ . При нерухомому роторі вал сполучений з віссю обертання. У процесі руху вал, на малюнку точка  $O$ , відхиляється від осі обертання, точки  $K$ , і на нього починають діяти оновлююча сила  $-c\vec{r}_0$ , і сила в'язького опору середовища  $-H_2\vec{v}_0$ , тут  $\vec{r}_0 = \overline{KO}$ ,  $\vec{v}_0 = \vec{r}'_0$ . Положення вала визначається координатами  $x, y$  відносно рухомих осей  $X, Y$ , що виходять із точки  $K$  і рівнобіжні осям  $U, V$ .

Диференціальні рівняння руху системи у безрозмірному вигляді мають вигляд [3]:

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} - 2R_\omega\dot{\eta} - R_\omega^2\xi - R_m[\ddot{\psi}\cos\psi + 2R_\omega\dot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\psi}^2\sin\psi - R_\omega^2(\sin\psi - u_0)] + H(\dot{\xi} - R_\omega\eta) + \xi &= 0, \\ \ddot{\eta} + 2R_\omega\dot{\xi} - R_\omega^2\eta + R_m[\ddot{\varphi}\cos\varphi - 2R_\omega\dot{\psi}\cos\psi - \dot{\varphi}^2\sin\varphi - R_\omega^2(\sin\varphi - v_0)] + H(\dot{\eta} + R_\omega\xi) + \eta &= 0, \\ \ddot{\varphi} + h\dot{\varphi} + R_aR_\omega^2\sin\varphi + (\ddot{\eta} + 2R_\omega\dot{\xi} - R_\omega^2\eta)\cos\varphi &= 0, \\ \ddot{\psi} + h\dot{\psi} + R_aR_\omega^2\sin\psi - (\ddot{\xi} - 2R_\omega\dot{\eta} - R_\omega^2\xi)\cos\psi &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

В рівняннях (1)

$$R_\omega = \frac{\omega}{\omega_0}, R_m = \frac{2m}{M_\Sigma}, R_a = \frac{a}{l}, h = \frac{H_1}{\omega_0 m l^2}, H = \frac{H_2}{M_\Sigma \omega_0}, u_0 = \frac{M e \cos \gamma}{2 m l}, v_0 = -\frac{M e \sin \gamma}{2 m l} \quad (2)$$

- незалежні безрозмірні параметри, які визначають динаміку системи, і при їх введенні використані такі позначення:

-  $M_\Sigma = M + 4m$  - маса всієї системи;

-  $\omega_0 = \sqrt{c/M_\Sigma}$  - частота власних коливань ротора при відсутності обертання, сил опору і при нерухомих маятниках (резонансна частота);

-  $\xi = x/l, \eta = y/l$  - безрозмірні змінні.

Також в (1) точка над величиною позначає похідну за безрозмірним часом  $\tau = \omega_0 t$ .

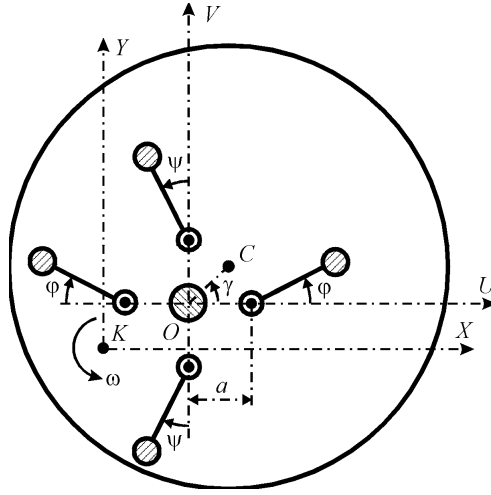


Рисунок 1 – Модель ротора і чотирьохмаятникового автобалансира з в'язями

Якщо рух системи встановився, то похідні дорівнюють нулю і рівняння усталених рухів системи приймають вигляд

$$(1 - R_\omega^2)\xi - HR_\omega\eta + R_m R_\omega^2 \sin \psi = R_m R_\omega^2 u_0, \quad HR_\omega\xi + (1 - R_\omega^2)\eta - R_m R_\omega^2 \sin \varphi = R_m R_\omega^2 v_0, \\ R_a \operatorname{tg} \varphi = \eta, \quad R_a \operatorname{tg} \psi = -\xi. \quad (3)$$

Розв'яжемо наближено систему (3). Вважаємо, що  $|\varphi| < \pi/4, |\psi| < \pi/4$  (умови відсутності співударів між маятниками). Тоді:

$$\operatorname{tg} \varphi(\psi) = \sin \varphi(\psi) + \frac{\sin^3 \varphi(\psi)}{2} + \dots \approx \sin \varphi(\psi); \quad \sin \varphi \approx \frac{\eta}{R_a}, \quad \sin \psi \approx -\frac{\xi}{R_a}. \quad (4)$$

Підставляючи це в перші два рівняння системи (3), одержуємо

$$[1 - R_\omega^2(1 + R_m/R_a)]\xi - HR_\omega\eta = R_m R_\omega^2 u_0, \quad HR_\omega\xi + [1 - R_\omega^2(1 + R_m/R_a)]\eta = R_m R_\omega^2 v_0. \quad (5)$$

Звідси знаходимо квадрат відхилення вала від осі обертання

$$\xi^2 + \eta^2 = \left(\frac{r}{l}\right)^2 = \frac{R_m^2 R_\omega^4}{[1 - R_\omega^2(1 + R_m/R_a)]^2 + H^2 R_\omega^2} (u_0^2 + v_0^2). \quad (6)$$

При непрацюючому автобалансирі ( $\varphi = \psi = 0$ ) з перших двох системи (3) знаходимо

$$\xi_0^2 + \eta_0^2 = \left(\frac{r_0}{l}\right)^2 = \frac{R_m^2 R_\omega^4}{(1 - R_\omega^2)^2 + H^2 R_\omega^2} (u_0^2 + v_0^2). \quad (7)$$

Тоді ефективність роботи автобалансира можна визначити як

$$n = \frac{r_0}{r} = \left( \frac{(1 - R_\omega^2)^2 + H^2 R_\omega^2}{[1 - R_\omega^2(1 + \rho)]^2 + H^2 R_\omega^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad \rho = R_m / R_a. \quad (8)$$

Величина  $1/n$  показує, в скільки разів зменшиться відхилення вала від осі обертання при роботі автобалансира. Вона залежить всього від трьох незалежних безрозмірних параметрів  $R_\omega, \rho, H$ .

Розглядаючи нерівність  $n < 1$  знаходимо, що застосування автобалансира може бути ефективним на швидкостях

$$|R_\omega| > R_\omega^*, \quad R_\omega^* = 1/(1 + \rho/2). \quad (9)$$

Слід відмітити, що умова (9) є необхідною умовою ефективності роботи АБП. Відповідно до неї АБП буде зрівноважувати ротора навіть на швидкостях, дещо менших за резонансну частоту  $R_\omega \in (R_\omega^*, 1)$ . Для одержання достатніх умов ефективності роботи АБП необхідно дослідити умови існування і стійкості всіх усталених рухів системи. При цьому для ефективності роботи АБП необхідно і достатньо, щоб [1]:

- а) існував основний рух системи – при якому вона найбільше зрівноважена;
- б) серед всіх усталених рухів основний рух був стійким, а решта – нестійкими.

Якщо ротор швидко обертається, то  $R_\omega \gg 1$  і

$$n \rightarrow 1/(1 + \rho). \quad (10)$$

Таким чином ефективність роботи АБП обмежена граничною величиною (10). Для підвищення ефективності роботи автобалансира потрібно збільшувати  $\rho$  (відношення параметрів  $R_m/R_a$ ).

На рис. 2 побудовано графіки залежності  $n = n(R_\omega)$  для:

$M = 5$  кг,  $m = 1$  кг,  $h = 0$  (відсутні сили опору) і  $l = 18$  см,  $a = 2$  см - крива 1,  $l = 15$  см,  $a = 2,5$  см - крива 2,  $l = 12$  см,  $a = 3$  см - крива 3.

На рис. 3 побудовано графіки залежності  $n = n(R_\omega)$  для:  $l = 18$  см,  $a = 2$  см,  $M = 5$  кг,  $m = 1$  кг і  $h = 0,3$  - крива 1,  $h = 0,6$  - крива 2,  $h = 1$  - крива 3.

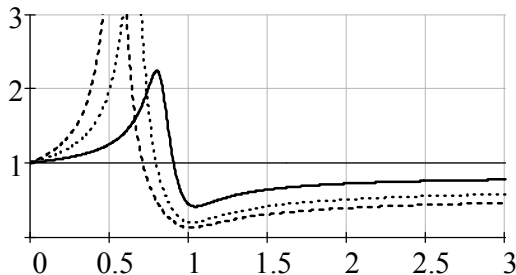


Рисунок 2 – Залежність  $n$  від зміни  $\rho$

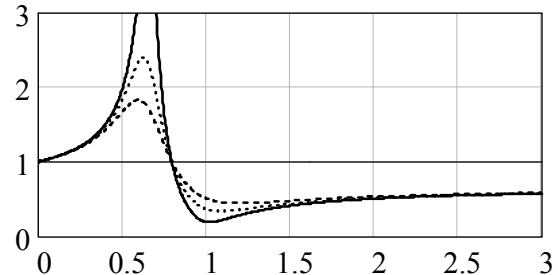


Рисунок 3 – Залежність  $n$  від зміни  $h$

З формули (9) і рисунків 2,3 можна зробити такі висновки:

- для підвищення ефективності роботи автобалансира потрібно збільшувати відношення параметрів  $R_m/R_a$  ;

- при відсутності сил опору гранична величина (9) визначає найнижчу ефективність роботи автобалансира на зарезонансних швидкостях;

- при відсутності сил опору на дорезонансних швидкостях відхилення вала прямує до нескінченності, а в околі зарезонансної швидкості відхилення вала від осі обертання вала повністю усувається;

- при наявності сил опору на дорезонансних швидкостях відхилення вала від осі обертання вала обмежені, а в околі зарезонансної швидкості пристрій повністю не усуває відхилення вала.

## Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
2. Гусаров А.А., Сусанин В.И., Шаталов Л.Н., Грушин Б.М. Автоматическая балансировка роторов машин. -М.: Наука, 1979. -151 с.
3. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. -М.: Наука, 2002. -119 с.
4. Автобалансирующее устройство: А.с. 1795319 СССР, МКИ G 01M 1/38 / Г.Б. Филимоныхин (СССР). - № 4770688/28, Заявл. 09.11.89; Опубл. 15.02.93, Бюл. № 6.
5. Филимоныхин Г.Б., Чайковский А.Б., Майоров В.М. Плоская модель ротора, уравновешиваемого маятниковым автобалансиром со связями // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин», 2000. Вип.№29, С.109-117.

Исследована эффективность уравновешивания ротора четырехмаятниковым автобалансиром с связями. Получены приближенные формулы для оценки эффективности. Исследовано влияние на эффективность изменения разных параметров.

Efficiency of balancing of rotor a fours pendulum autoequalizer is probed with vyazi. Close formulas are got for the estimation of efficiency. Influence is probed on efficiency of change of different parameters.

**В. М. Боков, проф., канд. техн. наук, М. В. Троян, магістрант**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Витягування деталей в захисній оболонці

Запропоновано та розроблено новий спосіб витягування деталі в захисній оболонці, який, порівняно з відомим, дозволяє суттєво підвищити якість поверхонь витягнутої деталі за рахунок усунення можливості утворення подряпин. При цьому зусилля штампування суттєво зменшується.  
**витягування, захисна оболонка, якість поверхні, зусилля штампування, технологічна схема формоутворення, аналіз браку**

В сучасному машинобудуванні, зокрема в області листового штампування, широко використовуються різноманітні способи витягування деталі у штампі із плоскої заготовки. Результатом технологічної операції витягування є утворення порожнистої деталі. Таким чином, наприклад, виготовляють металевий посуд. Дана операція, як правило, відбувається при потужному притиску фланця заготовки до матриці, що запобігає гофроутворенню у фланці та, у кінцевому випадку, відриву донної частини деталі [1, с. 85].

В процесі витягування між матеріалом та інструментом виникають великі сили тертя, які приводять до підвищеного зносу радіусної частини матриці, виникнення задирок, налипання та подряпин на інструменті та деталі, що витягується. Внаслідок цього якість поверхонь деталі знижується. Змащення інструмента та заготовки на базі рідких мастил дозволяє зменшити тертя між матеріалом та інструментом, а отже, зменшити знос радіусної частини матриці, запобігати виникненню задирок та налипанню металу на інструменті [5, с. 184].

Однак, відомі способи витягування не запобігають утворенню подряпин на витяжному інструменті, і, як наслідок цього, на деталі, що витягується. Це пов'язано з абразивним характером їх походження: дрібні абразивні частки можуть бути занесені в робочу зону штампа рідким мастилом та заготовкою, або із навколишнього середовища, і в процесі штампування наносити подряпини на інструмент та деталь, що витягується.

Таким чином, метою роботи є підвищення якості поверхонь витягнутої деталі за рахунок усунення можливості утворення подряпин.

Дана мета реалізована через спосіб витягування деталі в захисній оболонці, що пропонується. Суть нового способу витягування деталі в штампі із плоскої заготовки полягає в тому, що заготовку штампують разом (пакетом) з однією або двома фольговими пластичними прокладками (захисними оболонками) із антифрикційного матеріалу, що виконують роль підшипників ковзання та запобіжників якості поверхні деталі, причому одну із них розташовують між матрицею та заготовкою, а другу – між пуансоном та заготовкою.

Перед витягуванням змащується рідким мастилом та складається пакет (рис. 1, а), який включає в себе фольгову пластичну прокладку 1 із антифрикційного матеріалу (наприклад із мідної фольги), заготовку 2 та прокладку 3, яка є однаковою із прокладкою 1. Пакет встановлюється у витяжний штамп (рис. 1, б) за упором 4. При цьому верхня рухома частина штампа (зокрема, витяжний пуансон 5 та притискач 6) знаходяться у крайньому верхньому положенні. При ході повзуна пресу вниз спочатку притискач 6 притискає пакет до дзеркала 7 витяжної матриці 8, а далі пуансон 5 здійснює витягування деталі 9. В

процесі витягування (рис. 1, в) абразивні частки 10, 11, які випадково потрапили в зазори, відповідно, між матрицею та прокладкою 1 і пуансоном 5 та прокладкою 3, можуть зробити подряпини лише на поверхнях прокладок 1, 3. При цьому усувається можливість утворення подряпин на зовнішній 12 та внутрішній 13 поверхнях деталі 9. Таким чином, прокладки є запобіжниками якості поверхні після витягування. Більш того, суттєво зменшується тертя між поверхнями прокладок та поверхнями інструмента в зонах їх контактування, а, отже зусилля деформування, за рахунок того, що прокладки виконують роль підшипників ковзання або «твердого змащування».

Слід відмітити, що застосування однієї або двох прокладок при штампуванні обумовлено потребою забезпечення якості певної або певних поверхонь деталі.

Спосіб, що пропонується, є об'єктом експериментального дослідження даної статті. Суть методичного підходу до експериментальних досліджень полягає в наступному. Дослідження технологічних характеристик витягування деталі в захисній оболонці здійснювалося з використанням технологічної схеми формоутворення, що представлена на рис. 2. Вона дозволяє здійснювати витягування циліндричних ковпачків без притиску фланця вихідної заготовки: між заготовкою 3, що витягується, та обмежувачем 5 існує невеликий зазор  $\delta = 0,15 \dots 0,20$  мм. Захисну оболонку 4 встановлюють так, щоб вона торкалася дзеркала матриці 1, а на неї кладуть заготовку 3. Причому, діаметр захисної оболонки дорівнює діаметру вихідної заготовки. При експериментальному дослідженні дискретно змінювалися коефіцієнти витягування  $m$  за рахунок зміни діаметрів вихідної заготовки при постійному діаметрі витяжного пуансона 2, матеріал та товщина заготовки 3 та матеріал та товщина захисної оболонки 4. При витягуванні, що здійснювалося на універсальній випробувальній машині УИП-50, реєструвалося зусилля витягування в функції ходу витяжного пуансона. Після експерименту: констатувався факт отримання ковпачка для різних початкових умов; виконувався порівнювальний аналіз графіків силового навантаження на пуансон для витягування в захисній оболонці та без захисної оболонки; виконувався порівнювальний аналіз якості бічної поверхні ковпачків, отриманих в захисній оболонці та без захисної оболонки на предмет виявлення подряпин; формулювалися висновки на предмет оптимізації технології витягування деталі в захисній оболонці.

Інформацію про умови та результати дослідження наведено в таблиці 1.

Таблиця 1– Умови та результати витягування зразків в захисній оболонці

№ досліду	Характеристика пакету «оболонка-зразок» та мастила	Інформація про можливість витягування	Негативний ефект	Наявність подряпин під оболонкою
БТ2	«мідь М1 ( $s = 0,05$ мм; $D_3 = 55$ мм) – сталь 0,8 ( $s = 1,0$ мм; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	є щілина на оболонці біля дна	немає
БТ6	«мідь М1 ( $s = 0,05$ мм; $D_3 = 55$ мм) – сталь 0,8 ( $s = 1,0$ ; $D_3 = 55$ мм), мастило з абразивом	можливе	відрив дна та пошкодження оболонки	є
БТ9	«мідь М1 ( $s = 0,05$ мм; $D_3 = 55$ мм) – алюміній А2 ( $s = 1,0$ ; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	відрив дна в оболонці	немає
БТ10	«мідь М1 ( $s = 0,05$ мм; $D_3 = 52$ мм) – сталь 08 ( $s = 1,0$ ; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	відрив дна та пошкодження оболонки	є

BT11	«латунь Л63 ( $s = 0,22$ мм; $D_3 = 52$ мм) – сталь 08 ( $s = 1,0$ ; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	асиметричне витягування	немає
BT12	«латунь Л63 ( $s = 0,22$ мм; $D_3 = 45$ мм) – алюміній А2 ( $s = 1,0$ ; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	замала висота оболонки	немає
BT19	«латунь Л63 ( $s = 0,22$ мм; $D_3 = 55$ мм) – алюміній А2 ( $s = 1,0$ ; $D_3 = 55$ мм)», чисте мастило	можливе	немає	немає

Як бачимо, в усіх представлених в таблиці 1 дослідах коефіцієнт витягування лежить в межах, коли витягування є можливим ( $m_1 = 0,53 \dots 0,56$ ).

В досліді BT2 витягування сталевго зразка в мідній оболонці товщиною 0,05 мм забезпечує штампування без утворення подряпин на зразку під оболонкою навіть тоді, коли на оболонці в процесі витягування утворюються невеликі щілини 1 (рис. 3) в критичному перетині (на межі між донною та бічною поверхнею).

Суттєве штучне підвищення тертя між матрицею та оболонкою, яке досягається у досліді BT6 за рахунок додавання абразивного дрібнодисперсного порошку в мастило, приводе до зростання зусилля витягування на 13 %, порівняно із зусиллям, що спостерігається у досліді BT2 (з 23,9 кН до 27,2 кН). Воно, в свою чергу, приводе не тільки до відриву дна оболонки, але й до її суттєвого пошкодження (руйнування). Внаслідок цього бічна зовнішня поверхня сталевго зразка лишається незахищеною від подряпин. Саме тому, для гарантованого її захисту при важких, забруднених умовах штампування доцільно підвищувати товщину оболонки від 0,05 до 0,1...0,2 мм.

Значно більш чуттєвий до утворення подряпин при витягуванні такий матеріал, як алюміній. У досліді BT9 здійснювалося витягування алюмінієвих зразків (марки А2) в мідній оболонці (марки М1) товщиною 0,05 мм. І хоча після витягування спостерігався відрив дна у мідній оболонці, подряпин на бічній поверхні А алюмінієвого зразка (там, де була оболонка) не виявлено.

Метою досліді BT10 є вивчення впливу зменшення діаметру вихідної заготовки мідної оболонки на її зберігання (не руйнування) в процесі витягування сталевго зразка в експериментальному штампі без притиску фланця за схемою, що показана на рис. 2. За результатом експерименту при зменшенні діаметру заготовки оболонки до 52 мм спостерігається не тільки відрив дна оболонки, але й її руйнування. Отже, умови збереження оболонки погіршилися. Внаслідок цього на бічній поверхні сталевго зразка спостерігаються подряпини.

В досліді BT11 зроблена спроба поліпшити умови витягування за рахунок підвищення товщини (до 0,22 мм), а отже жорсткості вихідної заготовки оболонки, з метою зменшення гофроутворення на радіусній частині матриці в момент виходу її із під прямої плити 5. Крім того, в даному досліді жорсткість оболонки підсилена і за рахунок застосування більш міцного матеріалу, зокрема латуні Л63. За результатом експерименту витягування відбулося без пошкодження захисної оболонки. Крім того, оболонка легко знялася зі сталевго зразка. Більш того, на бічній поверхні сталевго зразка (під оболонкою) подряпин не виявлено. Але недоліком даного досліді є асиметричне витягування, що сталася в наслідок однобічного затиснення заготовок в штампі.

В досліді BT12, BT19 відпрацьовували можливість витягування алюмінієвих зразків в латунних оболонках з різного діаметра заготовки оболонки (відповідно 45 мм та 55 мм). В обох випадках отримано позитивний результат: витягування можливе,

подряпин на алюмінієвих зразках (під оболонками) не виявлено. Але проблемним питанням симетричного витягування в штампі без ефективного притиску фланця заготовки є витягування з оболонкою малого діаметру заготовки. Позиційна неусталеність заготовки оболонки в початковій фазі процесу приведе до нерівномірного тертя її об матрицю в діаметрально розташованих ділянках, нерівномірного гофроутворення у фланці, і, як наслідок, несиметричному витягуванню.

За інженерною формулою [1] зусилля витягування визначається як добуток площі небезпечного перетину виробу на напруження в ньому. На нашу думку, така спрощена формула не враховує коефіцієнта тертя між витяжною матрицею та заготовкою, що штампується. Так, цілком очевидно, що коефіцієнт тертя між сталеву витяжною матрицею та алюмінієвою заготовкою буде більше ніж коефіцієнт тертя між сталеву витяжною матрицею та мідною заготовкою. Остання пара (Fe-Cu) працює як класичний підшипник тертя. Отже, при витягуванні алюмінієвого зразка в мідній оболонці слід чекати зменшення зусилля штампування, порівняно з зусиллям штампування алюмінієвого зразка без мідної оболонки.

Для експериментальної перевірки цієї думки здійснювали витягування зразка із алюмінію А2 без оболонки (дослід БТ8) та такого ж зразка в мідній оболонці (дослід БТ9) із реєстрацією зміни зусилля  $P$  за ходом пуансона  $h$ . Отримані графіки сканувалися та за допомогою комп'ютерної техніки накладалися один на другий. Результати графічних залежностей  $P = f(h)$  показано на рис. 4.

Як бачимо, максимальне зусилля витягування алюмінієвого зразка без оболонки складає 9,8 кН (крива 1), в той час, як максимальне зусилля витягування такого ж зразка в мідній оболонці – 7,6 кН (крива 2), що на 22,4 % менше.

На підставі проведених досліджень пропонується ввести у інженерну формулу для розрахунку зусилля витягування коефіцієнт  $\kappa_m$ , що враховує вплив тертя. Тоді формула набуде вигляду

$$P \leq \kappa_m \cdot L \cdot s \cdot \sigma_p.$$

Коефіцієнт  $\kappa_m$  визначається експериментально. Так, якщо прийняти для пари «Fe-Al» коефіцієнт  $\kappa_m = 1$ , то для пари «Fe-Cu» коефіцієнт  $\kappa_m = 0,77$ .

Таким чином, використання способу витягування, що пропонується, порівняно з відомим, дозволяє суттєво підвищити якість поверхонь витягнутої деталі за рахунок усунення можливості утворення подряпин та суттєво зменшити зусилля штампування.

## Список літератури

1. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 520 с., ил.

Предложен и разработан новый способ вытяжки детали в защитной оболочке., который, по сравнению с известным, позволяет существенно повысить качество поверхностей вытянутой детали за счёт устранения возможности образования царапин. При этом усилие штамповки существенно уменьшается.

It is given and developed a new method of part stretching in the protective casing which allows to raise essentially the quality of the surfaces of the stretched parts at the expense of removal of the possibility of scratches formation. On this condition the effort of stamping decreases essentially.

**В. М. Боков, проф., канд. техн. наук, О. В. Павленко, магістрант**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розмірна обробка дугою монолітних пуансонів

Запропоновано та розроблено новий високопродуктивний спосіб розмірної обробки дугою монолітних пуансонів та отримано математичні моделі його технологічних характеристик.

**електрична дуга, торцевий міжелектродний зазор, гідродинамічний потік, багатозонне пряме прокачування, монолітний пуансон, технологічна схема формоутворення, технологічні характеристики процесу**

У сучасному машинобудуванні використовуються штампи, переважно послідовної дії, з монолітним пуансоном. Під монолітним пуансоном розуміється група пуансонів, що виконана із одного шматка металу (із однієї плити) разом з пуансонотримачем. Така конструкція пуансона значно підвищує жорсткість штампа, а отже, сприяє підвищенню його стійкості [1, с. 382-385].

Для виготовлення монолітних пуансонів принципово можуть використовуватися як методи механічної обробки, так і методи електроерозійної обробки. Використання методів механічної обробки суттєво обмежено механічною міцністю різального інструменту, фізичними властивостями матеріалу, що обробляється та геометричними параметрами монолітного пуансона.

Сучасним методом виготовлення монолітних пуансонів є електроерозійна обробка, зокрема електроімпульсна обробка. При електроімпульсній обробці енергія в зону обробки підводиться порціями, а процес супроводжується відносно великими паузами. Саме тому електроімпульсна обробка монолітних пуансонів малопродуктивна.

Одним із самих високопродуктивних способів електроерозійної обробки є спосіб РОД – розмірна обробка електричною дугою, при реалізації якого енергія в зону обробки підводиться безперервно. Спосіб РОД принципово дозволяє отримати монолітний пуансон, однак процес обробки групи стержнів монолітного пуансона здійснюється послідовно (по одному стержню за один хід інструмента) з прокачуванням робочої рідини крізь отвір в електроді-інструменті [2]. Саме тому цикл обробки монолітного пуансона дуже значний, бо складається із циклів обробки кожного стержня. Крім того, при цьому спостерігається значне погіршення точності обробки (точності взаємного розташування стержнів).

Очевидно, суттєве зменшення циклу обробки та підвищення її точності може бути досягнуто при одночасній РОД стержнів монолітного пуансона. Перші експериментальні спроби одночасної РОД стержнів з використанням прямого багатоканального прокачування робочої рідини [3, с. 26] показали, що між суміжними стержнями у торцевому міжелектродному зазорі утворюються застійні зони (рис. 1), де швидкість робочої рідини суттєво зменшується, а в деяких точках досягає нульового рівня. У цих зонах горять не стиснуті електричні дуги, тобто дуги з підвищеною довжиною стовпа, бо, як відомо [4], довжина стовпа дуги обернено пропорційна швидкості потоку робочої рідини. Не стиснуті дуги за своїми технологічними можливостями ближче до зварювальних, а тому не можуть вести розмірну обробку. В наслідок цього у застійних зонах накопичуються продукти ерозії, виникають короткі замикання, підвищується шорсткість обробленої поверхні. Продуктивність обробки суттєво зменшується, бо процес дестабілізується і може зовсім припинитися. Це явище

прогресує при підвищенні кількості стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються.

Таким чином, для стабілізації процесу РОД монолітних пуансонів треба забезпечити такі умови вилучення робочої рідини разом з продуктами ерозії із торцевого міжелектродного зазору, при яких застійні зони не утворюються.

В цьому зв'язку певний науковий та практичний інтерес представляють два способи прокачування робочої рідини в торцевому міжелектродному зазорі:

- спосіб прямого багатозонного прокачування з видаленням робочої рідини разом з продуктами ерозії крізь технологічні щілини, що розташовані між стержнями в монолітному пуансоні [3, с. 235]. Експериментальна перевірка даного способу прокачування показала, що процес успішно реалізується, але технологічні щілини суттєво зменшують міцність монолітного пуансона, бо є концентраторами напружень, що недопустимо при експлуатації штампа. Крім того, виникають суттєві труднощі виготовлення щілин в твердосплавному монолітному пуансоні;

- спосіб прямого багатозонного прокачування з видаленням робочої рідини разом з продуктами ерозії крізь технологічні щілини, що розташовані між отворами в електроді-інструменті (рис. 2). Даний спосіб не має вади попереднього, а тому є об'єктом дослідження даної статті.

Метою роботи є експериментальне дослідження технологічних характеристик запропонованого способу РОД монолітних пуансонів з використанням вказаного вище способу прокачування.

Методика дослідження технологічних характеристик процесу РОД монолітних пуансонів передбачала будівництво їх математичних моделей. В якості факторів використовувалися: сила технологічного струму  $I$  ( $X_1$ ), статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор  $P_{cm}$  ( $X_2$ ), кількість одночасно отриманих стержнів монолітного пуансона  $K$  ( $X_3$ ). В якості робочої рідини використовувалося органічне середовище. Полярність обробки – зворотна. Матеріал електрода-заготовки – сталь У10А, загартована. Матеріал електрода-інструмента – графіт МПГ-7. Використовувався факторний план  $2^3$  (таблиця 1).

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту

Фактор		$I$ , А	$P_{cm}$ , МПа	$K$ , шт.								
Основний рівень ( $X_{i0}$ )		100	1,2	3	$M$ , мм <sup>3</sup> /хв	$M_a$ , (мм <sup>3</sup> ·А)/хв	$a$ , (кВт·год)/кг	$Ra$ , мкм	$\delta_B$ , мкм	$\gamma_L$ , %		
Інтервал варіювання ( $\Delta X_i$ )		50	0,4	1								
Верхній рівень ( $X_i = +1$ )		150	1,6	4								
Нижній рівень ( $X_i = -1$ )		50	0,8	2								
Код		$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$	$y_5$	$y_6$		
Номер досліду	1	Порядок реалізації	6	+	+	+	549	6,10	13,92	19	0,10	0,49
	2		2	-	+	+	193	6,43	13,20	6,3	0,15	0,96
	3		5	+	-	+	762	8,46	10,03	20	0,15	0,36
	4		1	-	-	+	110	3,67	23,16	9,4	0,15	0,85
	5		7	+	+	-	937	10,41	8,15	23	0,15	0,99
	6		8	-	+	-	203	6,77	12,55	7,9	0,15	0,90
	7		3	+	-	-	826	9,18	9,25	22	0,25	0,76
	8		4	-	-	-	100	3,33	25,48	9,4	0,20	0,41
Досліди у центрі плану	1	0	0	0	470	7,83	10,84	14,6	0,15	0,74		
	2	0	0	0	458	7,63	11,12	14,7	0,17	0,70		
	3	0	0	0	390	6,33	13,40	14,4	0,15	0,77		
	4	0	0	0	380	6,66	12,73	14,5	0,17	0,68		

Значення факторів у кодовому ( $x_i$ ) та натуральному ( $X_i$ ) масштабах зв'язані співвідношеннями:

$$x_1 = \frac{X_1 - 60}{30}; \quad x_2 = \frac{X_2 - 1,2}{0,4}; \quad x_3 = \frac{X_3 - 3}{1}.$$

В результаті експериментальних досліджень:

- отримано математичну модель *продуктивності процесу* РОД монолітних пуансонів  $M$  (рис. 3). Показано, що найбільший вплив на  $M$  виявляє сила технологічного струму  $I$ , із підвищенням якої продуктивність обробки збільшується (рис. 4). Останнє підтверджує теплову природу РОД. Вплив фактора  $K$ , який характеризує кількість стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються, значно менший, але має істотне значення. Із підвищенням  $K$  продуктивність обробки зменшується. Показано, що статичний тиск робочої рідини на вході потоку в міжелектродний зазор  $P_{cm}$  на продуктивність обробки монолітних пуансонів зовсім не впливає. В умовах експерименту продуктивність обробки монолітних пуансонів змінювалася у межах від 100 до 937 мм<sup>3</sup>/хв., що в 1,2 – 2,3 рази більше порівняно з продуктивністю електроімпульсної обробки;

- отримано математичну модель *питомої продуктивності процесу* РОД монолітних пуансонів  $M_a$  (рис. 3) Показано, що питома продуктивність обробки монолітних пуансонів не залежить від статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор  $P_{cm}$  та кількості стержневих виступів на монолітному пуансоні  $K$ , а повністю визначається силою технологічного струму  $I$ . Причому, із підвищенням  $I$  питома продуктивність обробки збільшується. В умовах експерименту питома продуктивність обробки монолітних пуансонів змінювалася у межах від 3,33 до 10,41 мм<sup>3</sup>/А·хв.

- отримано математичну модель *питомої витрати електроенергії*  $a$  (рис. 3). Виявлено, що найбільший вплив на  $a$  виявляє сила технологічного струму  $I$ , із підвищенням якої питома витрата електроенергії зменшується. Таким чином, силу технологічного струму треба розглядати як головний керуючий фактор. Вплив статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор  $P_{cm}$  трохи менший, але має істотне значення. Із підвищенням  $P_{cm}$  питома витрата електроенергії зменшується. Показано, що фактор  $K$ , який визначає кількість стержневих виступів на монолітному пуансоні, що одночасно обробляються, не впливає на питому витрату електроенергії. В умовах експерименту питома витрата електроенергії при РОД монолітних пуансонів змінювалася у межах від 8,15 до 25,48  $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг}}$ ;

- отримано математичну модель *шорсткості бічної поверхні*  $Ra$  монолітного пуансона після РОД (рис. 3). Показано, що найбільший вплив на  $Ra$  виявляє фактор  $K$ , що характеризує кількість стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються, причому, із підвищенням  $K$  шорсткість зменшується. Останнє пояснюється тим, що із підвищенням  $K$  зменшуються розміри одиничної зони прокачування, а отже зменшується гідравлічний опір течії робочої рідини в торцевому зазорі в кожній зоні. Це приводить до підвищення середньої швидкості потоку в торцевому зазорі, більшого стиснення електричної дуги, зменшення розмірів одиничної лунки, а отже до зменшення шорсткості поверхні після РОД. Фактор  $K$  треба розглядати як головний, керуючий. Вплив сили технологічного струму  $I$  трохи менший, але має істотне значення. Із підвищенням  $I$  шорсткість поверхні після РОД збільшується. Найменший вплив на шорсткість поверхні після РОД виявляє статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор  $P_{cm}$ , причому із підвищенням  $P_{cm}$

шорсткість зменшується. В умовах експерименту шорсткість поверхні після РОД змінювалася у межах від  $Ra_{6,3}$  до  $Ra_{23}$ . Показано, що подальше зменшення шорсткості поверхні монолітних пуансонів після РОД пов'язано з технічними можливостями експериментального верстата в плані зменшення сили технологічного струму та підвищення статичного тиску робочої рідини на вході в міжелектродний зазор;

- отримано математичну модель *бічного міжелектродного зазору* (рис. 3). Показано, що обидва фактора  $P_{cm}$  та  $K$  виявляють однакову ступінь впливу на  $\delta_B$ , причому із збільшенням їх міжелектродний зазор зменшується, а сила технологічного струму на  $\delta_B$  не впливає. В умовах експерименту бічний міжелектродний зазор змінювався у межах від 0,10 до 0,25 мм\$

- отримано математичну модель *відносного лінійного зносу графітового електрода-інструмента*  $\gamma_L$  (рис. 3), із якої витікає, що  $\gamma_L$  залежить від трьох факторів, а саме  $P_{cm}$ ,  $I$  та  $K$ . Встановлено, що найбільший вплив на відносний лінійний знос електрода-інструмента виявляє статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор  $P_{cm}$ , із збільшенням якого  $\gamma_L$  збільшується. Фактор  $P_{cm}$  треба розглядати як головний, керуючий. Вплив сили технологічного струму  $I$  значно менший, але має суттєве значення. Із підвищенням  $I$  лінійний знос зменшується. Найменший вплив на відносний лінійний знос електрода-інструмента виявляє фактор  $K$ , що характеризує кількість стержнів монолітного пуансона, що одночасно обробляються. Із підвищенням  $K$  лінійний відносний знос електрода-інструмента зменшується. В умовах експерименту відносний лінійний знос графітового електрода-інструмента змінювався у межах від 0,36 до 0,99 %.

Із аналізу отриманих математичних моделей витікає, що спосіб РОД монолітних пуансонів доцільно використовувати при великій площі обробки в плані, яка може сягати декілька тисяч мм<sup>2</sup>. Саме за таких умов можна досягнути високої продуктивності обробки, малого відносного зносу графітового електрода-інструмента при задовільній якості бічної поверхні.

## Список літератури

1. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка / Под общ. ред. Л. И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1988. – 496 с.: ил.
2. Электрод-инструмент для изготовления деталей типа стержней: А. с. 148500 СССР, МКИ В 23 Н 1/04. / В. М. Боков, В. И. Носуленко, В. М. Жердый (СССР). - № 4191166/25-08; Заявлено 06.02.87; Опубл. 07.06.89, Бюл. № 21.
3. Боков В. М. Розмірне формування поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.
4. Носуленко В. И., Мещеряков Г. Н. Размерная обработка металлов электрической дугой // Электронная обработка материалов. – 1981. -№1. – С.19-23.

Предложен и разработан новый высокопроизводительный способ размерной обработки дугой монолитных пуансонов и получены математические модели его технологических характеристик.

Suggested and worked out a new high-efficiency method of dimensional arc treatment of cast punches and received mathematical models of its technological characteristics.

## Моніторинг та оптимізація конструктивних параметрів напрямних вузлів штампів холодного штампування

У статті описано методику проведення процедур інженерного моніторингу напрямних вузлів блоків штампів для холодного штампування, за результатами якого запропоновано нову конструкцію напрямних втулок, що сприятиме підвищенню точності та довговічності напрямних елементів.  
**моніторинг, колонка, втулка, штамп, деформації, тертя, жорсткість**

Ресурс підвищення жорсткості напрямних систем штампів холодного штампування практично вичерпано. Зокрема, збільшення кількості напрямних вузлів не сприяє зручностям в експлуатації штампів [1], а існуючі рекомендації щодо застосування прецизійного напрямку [2] не узгоджуються із сучасними вимогами щодо довговічності напрямних колонок та втулок.

З метою експериментального визначення умов роботи напрямних вузлів штампів холодного штампування та їх подальшої оптимізації було проведено тензометрування основних параметрів зазначених вузлів під час експлуатації штампів в режимі автоматичних ходів штампувального обладнання.

Тензометрування виконували із використанням електронного вимірювача деформацій ИДЦ-1, застосовуючи залежність

$$\frac{\Delta R}{R} = s \frac{\Delta l}{l}, \quad (1)$$

де  $\frac{\Delta l}{l}$  - деформація у відносних одиницях;

$l=20$  мм – довжина активного тензорезистора при відсутності навантаження;

$R=120,4$  ом – опір активного тензорезистора під час навантаження штампового блоку;

$s=2$  – коефіцієнт тензочутливості.

Оскільки при визначенні жорсткості штампу лімітуючим елементом у більшості випадків є кут вигину напрямних колонок  $\varphi_k$ , то під час дослідів визначали залежність жорсткості напрямної системи від навантаження  $P$  на неї. Результати експериментів зведено до таблиці (див. табл.1).

Для визначення кутової жорсткості напрямних елементів  $\varphi_k$  використовували формулу

$$\arctg \varphi_k = 2,239 \frac{P}{EH_k} \left( \ln \frac{k_k^2 ES}{1,158p} + 0,814 \right), \quad (2)$$

де  $p$  - питоме навантаження на штамповий блок;

$E$  - модуль Юнга;

$S$  - допустима за технічними вимогами неспіввісність осей пуансонів та матриць пакету штампа, яку, в залежності від бажаної степені точності штампування приймали за даними таблиці 2.

Таблиця 1 – Залежність абсолютних деформацій напрямних елементів від умов роботи штампного блоку

Питоме зусилля, МПа	7,675	8,444	9,211	9,982	11,520
Зусилля навантаження Р, кН	30,14	33,16	36,17	39,20	45,22
Лінійна жорсткість $\Delta k$ , мм	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$0,4 \cdot 10^{-1}$	$0,78 \cdot 10^{-1}$	$1,08 \cdot 10^{-1}$	$1,28 \cdot 10^{-1}$
Кутова жорсткість $\varphi_k$ , град	$8,56 \cdot 10^{-3}$	$4,8 \cdot 10^{-3}$	$6,55 \cdot 10^{-4}$	$-4 \cdot 10^{-3}$	$-1,4 \cdot 10^{-2}$

Таблиця 2 – Визначення степеней точності штампних блоків

Степень точності	6	7	8	9
S, мм	0,05	0,0833	0,1167	0,15

$H_k$  - вільна висота колонок блоку;

$k_k$  - корегуючий коефіцієнт, значення котрого, як було з'ясовано, визначаються параметром  $\frac{2p}{ES}$  та із задовільною точністю апроксимуються залежністю

$$k_k^2 = 1,4225 \left( \frac{2p}{ES} \right)^{0,4316} + 1. \quad (3)$$

Після графоаналітичної обробки результатів експериментальних досліджень були побудовані графіки залежності лінійних та кутових переміщень напрямних вузлів штампного блоку, які наводяться на рис. 1 та рис. 2 відповідно. На зазначених графіках представлено також результати лінійної апроксимації експериментальних даних (пунктирні прямі) із зазначенням емпіричних коефіцієнтів розрахункових залежностей  $P = P(k)$  та похибок апроксимації R.

Результати фахового супроводження засвідчують, що в період робочого ходу кут вигину напрямних колонок змінюється за знаком, що (за умов монотонно зростаючих лінійних деформацій) призводить до постійного перерозподілу робочих зазорів в системі „колонка-втулка”. Відповідно через погіршення умов тертя зростає й небезпека заклинювання елементів напрямних систем. Таким чином, інженерний моніторинг роботи напрямних систем штампів є безумовно необхідним та доцільним.

Варто зазначити, що з урахуванням явища теплового розширення колонок під час усталеної роботи штампів фактичне коливання значень зазору в системі z може відбуватися лише в межах різниці виконавчих розмірів сполучуваних елементів:

$$|d_t - d_0| = 2z = \alpha \Delta T d_0, \quad (4)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт температурного розширення матеріалу колонки, град<sup>-1</sup>;

$d_0$  та  $d_t$  відповідно – початковий та фактичний діаметри колонки/втулки;

$\Delta T$  - різниця температур на контактній поверхні „колонка-втулка” на початку та під час усталеної роботи штампів.

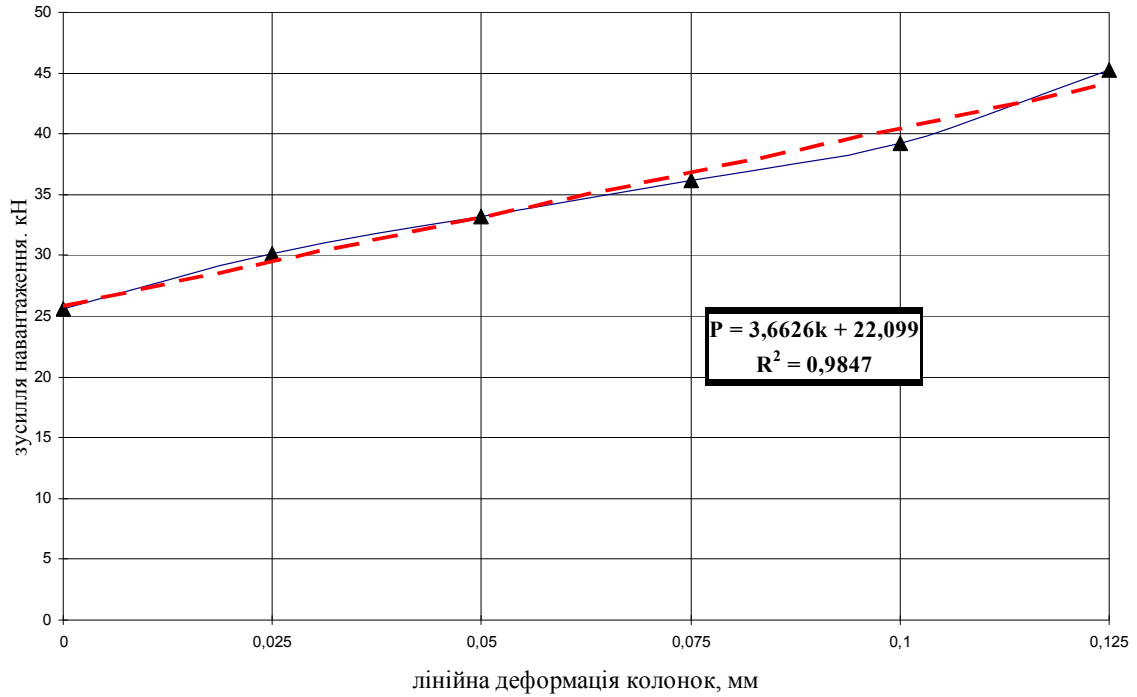


Рисунок 1 – Експериментальний графік залежності лінійних деформацій напрямної системи штапу від робочого навантаження

Теплові деформації при постійному пружньому контакті поверхонь обчислюються з урахуванням теплофізичних параметрів матеріалів напрямних колонок та втулок [3]:

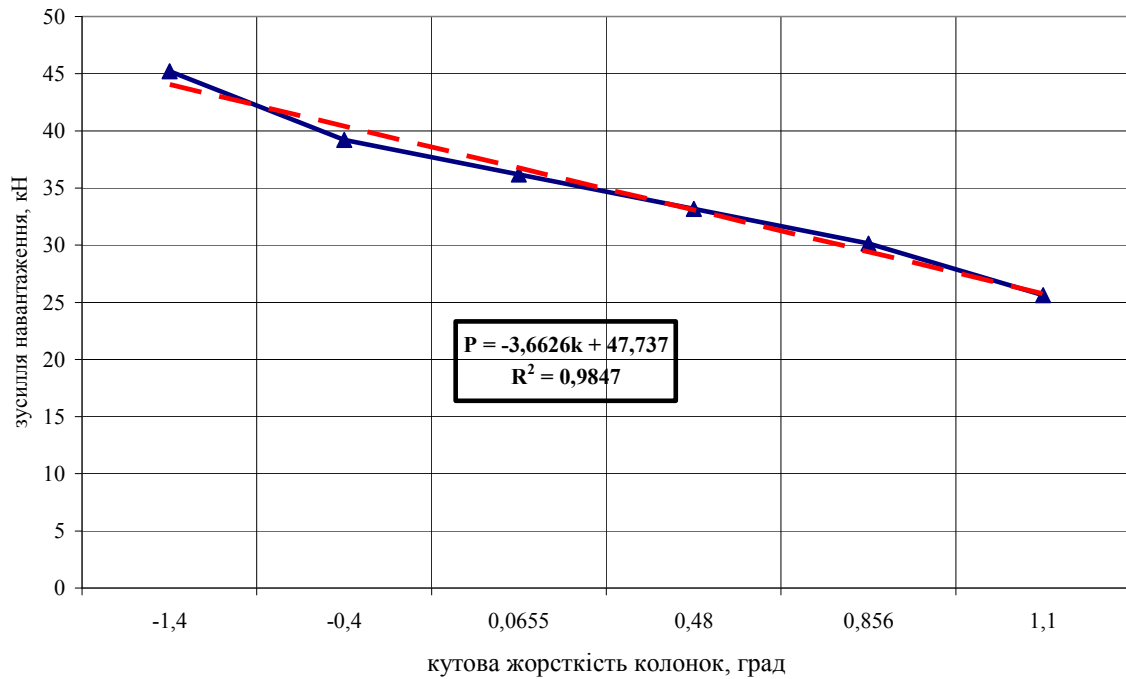


Рисунок 2 - Експериментальний графік залежності кутових деформацій напрямної системи штапу від робочого навантаження

$$z = \frac{\alpha f \sqrt{\pi H N v \tau^2 d_0}}{0,8(\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (5)$$

де  $\lambda_1$  - теплопровідність матеріалу колонки, Вт/м·град;

$\lambda_2$  - теплопровідність технологічного мастила;

$\tau$  - час одиничного циклу тертя, с (тривалість подвійного ходу пресу);

$H$  - твердість матеріалу колонки, МПа;

$N$  - навантаження на колонку, Н;

$v$  - пересічна швидкість деформування, мм/с;

$f$  - коефіцієнт тертя.

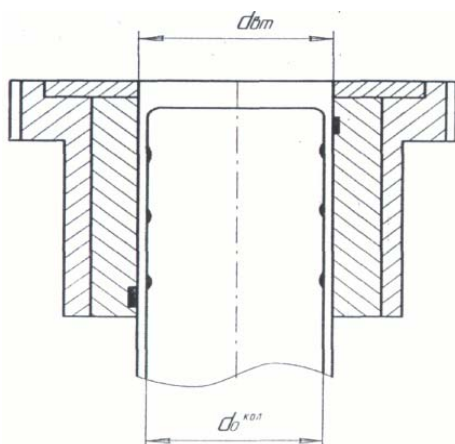
Наведена залежність дає можливість достатньо точного (похибка не перевищує 7%) моніторингу умов тертя в напрямних системах штампу за допомогою постійного контролю значень коефіцієнту тертя. Пропонована методика дає можливість також оперативно контролювати якість змащування напрямних вузлів, оптимізувати умови робочого циклу холодного штампування тощо.

З урахуванням результатів інженерного моніторингу запропоновано нову конструкцію напрямного вузлу штампових блоків, зокрема, для виконання операцій холодного об'ємного штампування. На рис.3 зображено фрагмент такого напрямного вузлу із складеною конструкцією втулки. У корпусі втулки розміщується напрямна вставка із антифрикційного матеріалу. По поверхні вставки виконується спіральна канавка для утримання технологічного мастила. Складена напрямна втулка запресовується у верхню плиту штампу. Поверхня колонки змащується більш рівномірно, внаслідок чого зменшується теплова деформація контактуючих деталей.

Для підтвердження вищезазначених припущень були проведені відповідні експерименти і розрахунки, результати яких зведено до таблиці 3.

Вихідні дані для проведення експериментів:

- матеріал заготовки – сталь 10;
- технологічне змащення – мастило індустриальне 20А;
- матеріал напрямної втулки – сталь 20;
- матеріал вставки - бронза КМц 3-1;
- матеріал колонки – сталь 20;
- частота ходів повзуна пресу – 150 хв<sup>-1</sup>;
- теплопровідність матеріалу вставки - 50 Вт/м· град;
- теплопровідність мастила - 0,17 Вт/м· град.



Порівнювальний аналіз отриманих результатів свідчить про те, що коефіцієнт тертя для пропонованої конструкції напрямної втулки у порівнянні з базовою конструкцією зменшується на 60 %, радіальне навантаження – в 2,5 рази, а допустимий зазор – на 25%. Це позитивно позначатиметься на точності напрямку робочих деталей штампів холодного штампування та на якості виготовлених на ньому виробів. В процесі впровадження пропонованої конструкції вставки варто очікувати також і відповідного збільшення довговічності напрямних вузлів.

Рисунок 3 - Схема встановлення складеної напрямної втулки в напрямний вузол штампа

Таблиця 3 – Результати трибологічних досліджень умов роботи штампових блоків різних конструкцій

Варіанти	Зазор, z, м	Коефіцієнт температурного розширення, $\alpha$ , град <sup>-1</sup>	Час одного циклу тертя, с	Швидкість деформування, мм/с	Твердість втулки/ напрямної вставки, HV	Фактичне радіальне навантаження на колонку, кг	Відносне зношування напрямного елемента	Фактичне значення коефіцієнту тертя, f
Традиційний	$0,1 \cdot 10^{-3}$	$11,5 \cdot 10^{-6}$	1	30	750	50	1,6	0,107
Пропонований	$0,08 \cdot 10^{-3}$	$11,5 \cdot 10^{-6}$	1	30	750	20	1	0,067

## Список літератури

1. В.А. Евстратов. Основы технологии выдавливания и конструирования штампов. – Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987.-144с.
2. Г.Д. Скворцов. Основы конструирования штампов для холодной листовой штамповки. – М.: М-е, 1972.- 360с.
3. Уетц Г., Зоммер К., Рихтер К. Общие представления о процессах в поверхностных слоях при граничном трении стали по стали и сталей по полимерам//В сб.: «Теория трения, износа и проблемы стандартизации». Под ред. А.Ю. Ишлинского. Брянск: Приокское кн. изд-во, 1978. – С. 31-36.

В статье описана методика проведения процедур инженерного мониторинга направляющих узлов блоков штампов для холодной штамповки, вследствие чего предложена новая конструкция направляющей втулки, которая будет способствовать повышению точности и долговечности работы направляющих элементов.

In article is described methods of the undertaking the procedures of the engineering monitoring directing nodes block stamp for cool stamping in consequence of which it is offered new design directing bushings, which will promote increasing to accuracy and longevity of the work directing element.

## Впровадження технологій холодного об'ємного штампування на підприємствах із дрібносерійним характером виробництва

У статті наведено результати вивчення та дослідження перспектив впровадження технології холодного висаджування на ТОВ „Друкмаш-центр” (м. Кіровоград). Показано, за яких умов підприємства, що працюють за дрібносерійним характером виробництва, можуть застосовувати процеси холодного об'ємного штампування. Представлені результати моніторингу придатності універсального штампувального обладнання до виконання технологічних процесів холодного висаджування. **холодне об'ємне штампування, висаджування, моніторинг, прес, штамп, деформації, гайка, енергетичний баланс**

Кіровоградське ТОВ „Друкмаш-центр” спеціалізується на конструюванні та виробництві інвалідних колясок, річна програма випуску яких, залежно від ринкового попиту, коливається в межах 4000 – 6000 штук. Природно, що в таких умовах підприємство інтенсивно використовує технології отримання об'ємних деталей методами обробки різанням. При цьому суттєво зростають витрати металопрокату. Зокрема, при виготовленні деталей „Гайка ковпачкова” ГОСТ 11860 такі витрати були прораховані в залежності від коефіцієнтів використання металу (див. табл. 1).

Таблиця 1 – Показники використання металу при виготовленні деталей „Гайка ковпачкова ” ГОСТ 11860 на ТОВ «Друкмаш-центр»

Типорозмір виробу	M8	M10	M12
Коефіцієнт використання металу, %	45,44	41,83	39,79

Таким чином, існуючий технологічний процес відзначається суттєвими перевитратами металу. Відповідно зростають і супутні витрати (зокрема, вилучення та транспортування стружки). Крім того, використання технології механічної обробки знижує продуктивність виробництва та призводить до зростання собівартості деталей.

На підприємстві гайки ковпачкові виготовляють із сталей „Сталь Ст. 5” або „Сталь 35” згідно класу міцності 6, який передбачає дотримання механічних характеристик готового виробу на рівні [1]:

- напруження від випробувального навантаження не менше 600 МПа;
- твердість за Роквеллом не більше 33HRCe.

Застосування практично безвідходної технології холодного об'ємного штампування (очікувані відходи в межах до 5% пов'язані із виготовленням вихідних заготовок на металорізальному обладнанні) дозволять збільшити коефіцієнт використання металу у 2 - 3 рази. Приймаючи програму виготовлення гайок кожного типорозміру у 4000 штук, економія металопрокату по гайці M12 складе орієнтовно 150-180 кг. Крім того, перевага пропонованої технології полягає у можливості застосування більш дешевої сталі марки 10, при цьому міцнісні показники готового виробу підвищуватимуться внаслідок використання явища зміцнення.

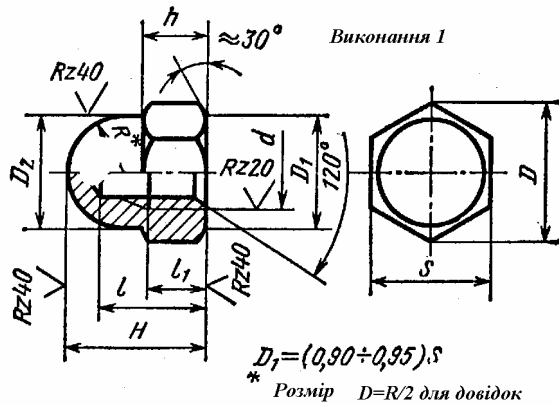


Рисунок 1 – Ескіз готового виробу та його основні параметри

Альтернативною існуючій технології була запропонована технологія холодного висаджування виробів «Гайка ковпачкова» із перспективою застосування для цієї мети універсальних кривошипних пресів, що є у наявності на підприємстві. За результатами моніторингу встановлено, що заготівельне виробництво ТОВ „Друкмаш-центр” використовує технологічне оснащення (штампи), які були свого часу спроектовані та виготовлені за нормами DIN Richtlinie (Німеччина). Зокрема, використовуються напрямні вузли із проміжними втулками кочення, котрі, як відомо, дуже чутливі до підвищених навантажень процесу. Виходячи з цього, а також бажання використовувати наявні блоки, було прийнято рішення щодо розробки двохпереходного варіанту холодного висаджування виробу „Гайка ковпачкова М12” ГОСТ 11860.

Попередньо було проведено моніторинг номенклатури та марок вихідних матеріалів, що можуть бути використані для холодного висаджування виробів типу ковпачкових гайок[2]. За його результатами було визначено, що найбільш придатним для умов ТОВ „Друкмаш-центр” є застосування каліброваного прутку із сталі 10 діаметром  $D_3=17$  мм.

Вибір такого типорозміру прутка пояснюється необхідністю максимально вирівняти ступені деформації у різних частинах об’єму виробу [3], а також практично можливим в умовах підприємства способом отримання вихідної заготовки.

Внаслідок цього було запропоновано вести процес штампування за наступних 2 переходи:

- зворотнє видавлювання порожнини з одночасним утворенням фаски на одному з торців;
- остаточне видавлювання порожнини із закритим висаджуванням шестигранного фланцю.

Перший перехід штампування був спроектований, виходячи з того, що на ньому буде отримано не менше половини глибини порожнини у гайці. Другий перехід за розмірами мав відповідати конфігурації готової гайки (за винятком різьби, яка нарізатиметься окремо). При технологічній розробці переходу конструктивно встановлювали товщину дна виробу (~5,5 мм), діаметр виштовхувача ( $\varnothing$  6 мм) та недохід заплічка пуансону другого переходу до торцевої поверхні матриці (0,5 - 1 мм).

Подальші розрахунки і результати досліджень та спостережень наведені стосовно гайки М12, як найбільш матеріало- та енергомісткої у виготовленні.

Параметри гайок визначаються [1]:

- по розмірах різьби - ГОСТ 9150;
- по полях допусків 7Н - ГОСТ 16093.

Відхилення розмірів: l - по  $\pm \frac{IT14}{2}$ ,

S - по b12, решти - по h14.

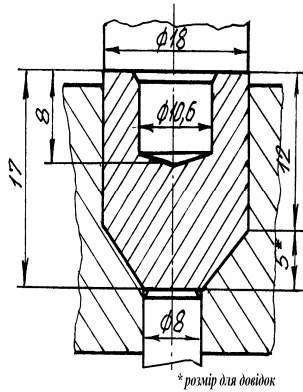


Рисунок 2 – Ескіз виробу «Гайка ковпачкова» М12 після першого переходу холодного висаджування

Підвищене значення міцності гайки, отримане внаслідок зміцнення сталі 10 в процесі її холодного об'ємного штампування, дозволяє одержувати показники класу міцності готового виробу, вищі за показники сталі 35.

Сумарне зусилля видавлювання гайки ковпачкової М12 склало  $\Sigma P = 356,59(\text{кН})$ . Таким чином, формально для виготовлення виробу придатний кривошипний прес зусиллям 630 кН, однак несприятливий характер зміни

зусилля в ході проведення видавлювання потребував проведення моніторингу придатності обладнання.

Поставлену задачу вирішували у два етапи. На першому етапі проаналізували характер формозміни матеріалу на першому переході висаджування з метою оцінки вірогідності руйнування напіввиробку. Зокрема, на стадії закритого осаджування заготовки її висота становить

$$h_{0..3} = \frac{V_3}{\pi \cdot 9^2} = \frac{3064,23}{\pi \cdot 81} = 12,04(\text{мм}),$$

а на фазі осаджування

$$h_0 = 13,5 - 12,04 = 1,46(\text{мм}).$$

В процесі зворотнього видавлювання зміна висоти заготовки складає

$$h_{II} = 4,5 - 1,46 = 3,04(\text{мм}).$$

Під час фахового супроводження другого переходу обчислювали накопичені деформації:

- висотна  $\Sigma e_h = e_h^I + e_h^{II} = 0,3 + 0,348 = 0,648 \rightarrow \varepsilon_h = 50\%$ ;
- діаметральна  $\Sigma e_D = e_D^I + e_D^{II} = 1,06 + 0,318 = 1,3778 \rightarrow \varepsilon_D = 75\%$

Моніторинг можливого руйнування металу заготовки внаслідок вичерпання ресурсу його пластичності виконували з урахуванням того, що в багатьох випадках мінімізація технологічного зусилля ще не гарантує збереження цілісності отриманого виробу. Тому з метою обмеження степеню деформації при видавлюванні оптимізацію необхідно проводити також і по умові мінімуму степеню використання ресурсу пластичності[4]. Відомо, що руйнування металу при штампуванні залежить від степеню деформації зсуву  $\Lambda$  – пластичної деформації, що накопичена деформованою частинкою матеріалу протягом певного проміжку часу і яка підраховується вздовж траєкторії руху цієї частинки:

$$\Lambda = \sqrt{3} \int_0^t H dt, \quad (1)$$

де  $H$  – інтенсивність швидкостей деформації зсуву – є загальною характеристикою швидкості деформації.

Якщо тіло деформувати так, що механічні параметри, від яких залежить пластичність, залишались незмінними і були б відомі, умова деформованого без руйнування для будь-якої точки тіла приймає вигляд:

$$\Lambda(x, y, z) < \Lambda_p(x, y, z). \quad (2)$$

Руйнування відбувається тоді, коли згідно умови (2)  $\Lambda = \Lambda_p$ , або інакше  $\varphi = \frac{\Lambda}{\Lambda_p} < 1$ . Останній параметр має назву степені використання ресурсу пластичності (СВРП).

Розрахунок СВРП проводили у такій послідовності:

- на підставі відомих значень технологічного зусилля процесу ХОШ попередньо обирали тип штампувального обладнання і встановлювали швидкість деформування виробу;

- по відомих значенням абсолютної деформації виробу та швидкості переміщення рухомих частин штамп визначали інтервал інтегрування виразу (1);

- встановлювали механічні характеристики деформованого металу, що впливають на СВРП.;

- знаходили інтенсивність швидкості та степінь деформації зсуву при штампуванні виробу;

- за допомогою пакету програм «Calculator-3000» обчислювали значення СВРП.

Результат розрахунку у випадку використання для виготовлення виробу «Гайка ковпачкова» М12 однокривошипного відкритого пресу номінальним зусиллям 1МН:

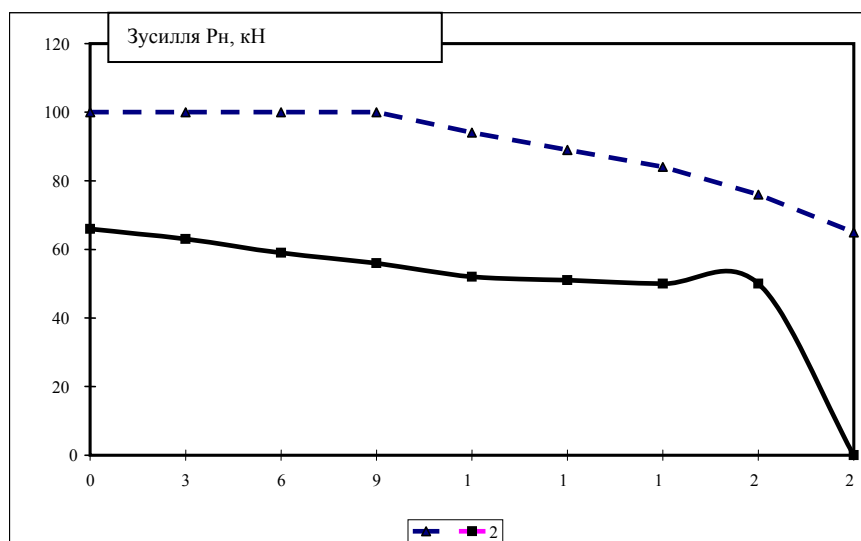
- степінь використання ресурсу пластичності  $\varphi = 0,679$ ;

- степінь деформації зсуву  $\Lambda = 60,39\%$ .

Таким чином, моніторинг деформованості матеріалу засвідчує, що його руйнування під час холодного об'ємного штампування не очікується.

На другому етапі моніторингових досліджень з'ясовували придатність енергетичних характеристик попередньо обраного типорозміру обладнання для виконання двопозиційного холодного висаджування виробу «Гайка ковпачкова» М12.

Енергетичний баланс пресу визначали сумісною побудовою графіків номінального зусилля машини та технологічного зусилля штампування (останній побудований з урахуванням зусиль на обох переходах холодного об'ємного штампування). При цьому брали до уваги, що з метою виробничої доцільності обидва переходи штампування повинні закінчуватись одночасно. Як видно з графіків (див. рис. 3) попередньо обраний типорозмір пресу має достатній запас по зусиллю, а, отже, і по роботі деформування.



1 – Графік змінення значень номінального зусилля кривошипного пресу; 2 – Графік змінення зусилля технологічної операції

Рисунок 3 – Змінення значень енергетичних параметрів в ході штампування виробу «Гайка ковпачкова» М12

За результатами проведених досліджень можна сформулювати наступні рекомендації щодо впровадження процесів холодного об'ємного штампування (зокрема, висаджування) в умовах дрібносерійного виробництва:

– при різанні машинний час, впродовж якого відбувається зняття стружки, та допоміжний час, що використовується для виконання різних додаткових прийомів, представляє у сукупності оперативний час. Він складає від 10 - 15 с. до декількох хвилин, що становить 85 - 95% часу, необхідного для виготовлення деталей. При цьому налагоджування займає 5-15% часу. Якщо виготовляти аналогічну продукцію методами холодного об'ємного штампування, то оперативний час зменшиться до долей секунди. Оскільки число виробів невелике, то при щомісячних запусках час налагоджування перевищуватиме оперативний час в десятки разів. Тому число запусків партії штампованих деталей потрібно звести до мінімуму. Встановлено, що максимальна кількість деталей у партії в умовах дрібносерійного виробництва не може перевищувати меж, які наведені у таблиці 2;

Таблиця 2 – Оптимальні розміри партій деталей стосовно умов ТОВ «Друкмаш-центр»

Маса виробу, г	Річна програма, штук		
	До 1000	До 4000	До 8000
До 15	1000	4000	8000
До 30	1000	4000	4000
До 50	1000	2000	2000

– внаслідок високої продуктивності та застосування безвідходної технології вартість річної програми випуску деталей методами холодного об'ємного штампування може бути менше місячної партії, що виготовляється обробкою різанням. Це виправдовує зменшення числа запусків дрібносерійних деталей навіть до 1 - 2 на рік. Зменшення числа запусків приводить до економії часу не тільки на робочому місці, але і під час підготовки виробництва;

– величина партії може бути дещо зменшена лише тоді, коли це може бути обумовлено нестачею місця для зберігання готової продукції або для проміжного складу виробів, що вже пройшли операції штампування, але ще не мають нарізаної різьби.

## Список літератури

1. Анурьев В.П. Справочник конструктора- машиностроителя: в 3-х т. Т. 1. М.: М-е. 1980. – 576 с.
2. Ковка и штамповка. Справочник. – Т. 3. Холодная объёмная штамповка /Под ред. Г.А. Навроцкого. – М.: М-е, 1987. – 384 с.
3. Евстифеев В.В., Артес А.Э. Классификация технологических процессов холодной объёмной штамповки: вопросы групповой технологии. М.: М-е, 1987.- 80с.
4. Навроцкий Г.А., Филиппов Ю.К., Шibaков В.Г. Технология холодной объёмной штамповки на автоматах. М.: Машиностроение, 1987. – 64 с.

В статье приведены результаты изучения и исследования перспектив внедрения технологии холодной высадки на ООТ «Друкмаш-центр» (г.Кировоград). Показано, в каких случаях предприятия, работающие в условиях мелкосерийного характера производства, могут эффективно использовать процессы холодной объёмной штамповки. Представлены результаты мониторинга пригодности универсального штамповочного оборудования к выполнению технологических процессов холодной высадки.

The results of the study happen to In article and studies of the prospects of the introduction to technologies of the cool upsetting on "Druk mash-centre" Ltd (Kirovograd). It is shown, in what events of the enterprise, working in condition of small series production, can effectively use the processes of the cool forging. Presented results of the monitoring up fitness of the universal punching equipment to performing the technological processes of the cool upsetting.

І.Г.Добротвор, доц., канд.техн.наук, П.Д.Стухляк, проф., д-р техн.наук,  
А.В.Букетов, доц., д-р техн.наук, К.М.Мороз, асп.

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## Фазова модель процесу поширення мікроструктур епоксикомпозитів із дисперсним наповнювачем

Запропонована модель осциляції поширення зовнішніх поверхневих шарів, що відображає динаміку формування мікроструктур при зшиванні епоксидних композитних матеріалів. Встановлено, що залежно від фізичної і хімічної природи введеного у епоксидний олігомери наповнювача на різних етапах зшивання матеріалів, формуються зовнішні поверхневі шари різного об'єму. Використовуючи експериментальні результати досліджень і математичну модель можна цілеспрямовано керувати експлуатаційними характеристиками епоксикомпозитів.

**епксидні композитні матеріали, керування експлуатаційними характеристиками, поверхневі шаои, динаміка формування мікроструктур, осциляція зовнішніх поверхневих шарів**

**Вступ.** Сучасне матеріалознавство полімерних матеріалів вимагає досліджень структурних процесів, що проходять на межі поділу фаз «наповнювач – олігомерний зв'язувач» при структуроутворенні композитних матеріалів (КМ). Такі фізичні і хімічні процеси залежать від фізичної природи введеного у олігомер дисперсного наповнювача, яка визначає структуру зовнішніх поверхневих шарів (ЗПШ), які означають як матеріал в стані граничних прошарків та шарів внутрішніх напружень [1, 2], що формуються у матриці і, в основному, визначають когезійні властивості КМ. Тому важливим є дослідження кінетики зміни ЗПШ від часу тверднення КМ, що містять дисперсні частки (зерна) різної фізичної природи.

Мета роботи – виділити часові проміжки тверднення КМ, суттєво різні за своїм характером поширення ЗПШ.

**Матеріали і методика дослідження.** Досліджувані КМ сформовані на основі зв'язувача - епоксидного діанового олігомера марки ЕД-20 і твердника поліетеленполіаму. Як наповнювачі в КМ використано порошки електрокорунду, фериту марки 1500 НМЗ, карбиду кремнію та карбиду бору з дисперсністю 63мкм, які вводили у зв'язувач при вмісті 20мас.ч. на 100мас.ч. епоксидної смоли.

На основі розробленої методики досліджено об'єм ЗПШ, що визначають експлуатаційні характеристики КМ. На першому етапі фотографували зразки за допомогою мікроскопа марки OLYMPUS C-8080 з витримкою при фотографуванні  $2\pm 0,1$  с, в результаті чого отримували фотографії у форматі JPEG при збільшенні у  $10^4$  разів. Зображення з отриманих фотографій записували на комп'ютері. Далі проводили обробку фотографій у інтерактивному режимі. Для цього з кожної фотографії були вибірково вибрані фрагменти, які містили одну дисперсну частку наповнювача з поверхневими шарами, а також фрагменти з трьома такими частками. Для аналізу результатів дослідження застосовували створену програму з використанням вбудованої мови програмування у системі MathCad. Проведення таких операцій над фрагментами дозволило розрахувати зміну протяжності ЗПШ навколо наповнювачів різної природи на різних етапах зшивання КМ.

**Обговорення результатів дослідження.** В дослідженні поширення ЗПШ користуватимемось поняттям магістральної лінії – прямої чи кривої, яка прийнята у вибраній системі координат для задання зміни параметра, що може описувати поширення змін в

структурі КМ. Явище руху точок-показників розглядуваної моделі представляє множини точок фіксації змін стану матеріалу композиту і є подібним за своєю геометричною природою до явища розповсюдження імпульсного сигналу.

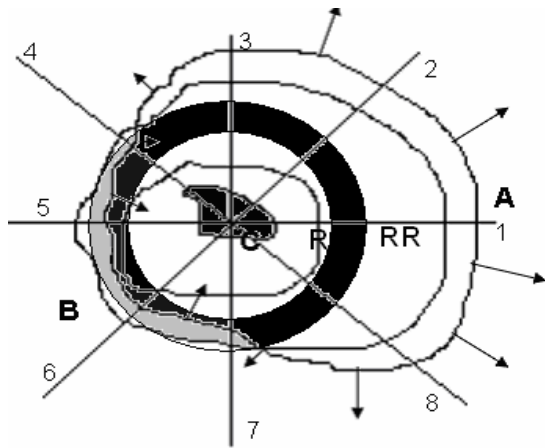
Експериментальні дослідження показують, що формування ЗПШ проходить проміжки часу, які на різних магістральних лініях можуть бути як інтервалами зростання так і спадання. Тому зауважимо, що інтегральна оцінка приросту протяжності ЗПШ по кільці **K**:  $R_i \leq r \leq R_{i+1}$  по усіх магістральних лініях може мати знак, що відрізняється від знаку приросту по деякій вибраній лінії на проміжку часу  $T_i \leq t \leq T_{i+1}$ .

Для випадку зображеному на рис.1 сумарний приріст протяжності ЗПШ по кільці формування **K** є додатним:

$$\iint_K y(r, \psi) d\sigma > 0, \quad (1)$$

де змінна  $0 \leq \psi < 2\pi$  – кутовий параметр, що визначає орієнтацію магістральної лінії;

$r$  – радіальна змінна:  $R \leq r \leq RR$ .



**A** – фронт росту ; **B** – фронт зменшення протяжності структур ЗПШ. **R** – внутрішня, **RR** – зовнішня межа кільця формування ЗПШ. Стрілками показано нормальні вектори локальних поширень фронту ЗПШ

Рисунок 1 – Формування ЗПШ в околі частки наповнювача із центром **C** по магістральних лініях 1, 2, 3, 8 проходить в напрямку зростання, а по лініях 4, 5, 6 та 7 по спаданню протяжності

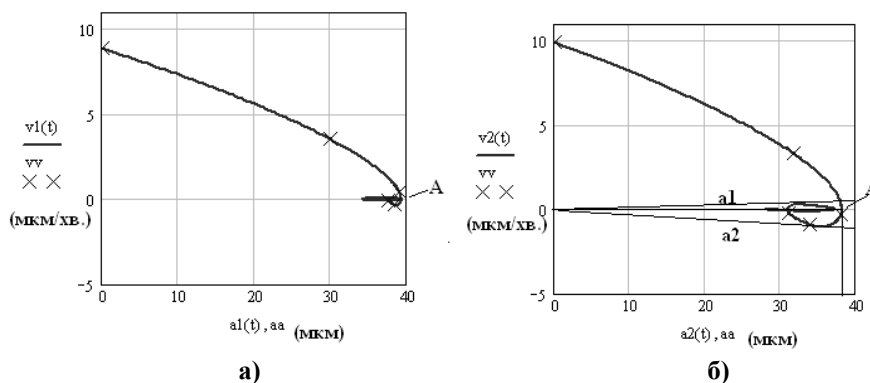
Поведінку елементу КМ на одній із вибраних магістральних ліній можна простежити на фазових портретах процесу поширення структур ЗПШ для кожного із дисперсних наповнювачів (рис.2). По фазових діаграмах

точок  $(a, v)$ , де  $a = a(t)$  - протяжність ЗПШ на момент часу  $t$ ,  $v = \frac{d}{dt}a$ , досліджуваних

процесів визначаємо положення точки **A** локального максимуму протяжності ЗПШ в часі із наступними відкатами, які візуалізуються у вигляді петель, що охоплюють горизонтальну вісь. Такі діаграми описують систему із в'язким тертям, сила якого

$$F(v) = \frac{F_0}{\varepsilon}, \quad F_0 > 0, \quad |v| < \varepsilon. \quad (3)$$

Параметр  $\varepsilon$  визначається положенням прямих **a1** та **a2**, розміщених по обидві



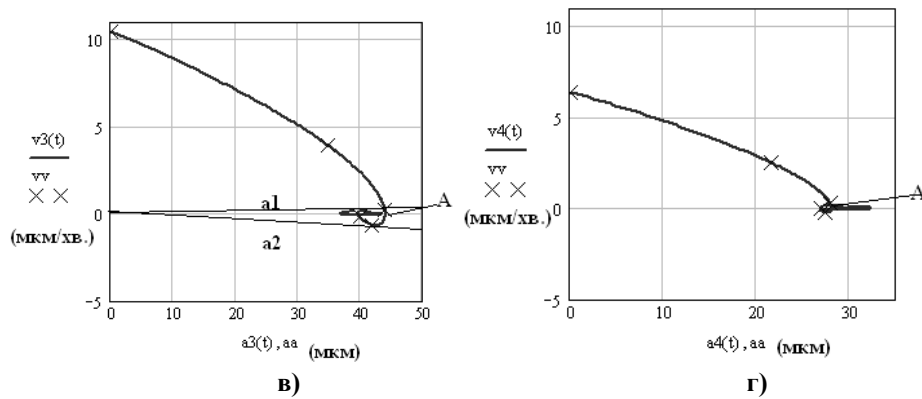


Рисунок 2 - Визначення точки *A* локального максимуму протяжності ЗПШ для КМ з карбідом кремнію (а), феритом (б), електрокорундом (в) та карбідом бору (г) в якості дисперсного наповнювача по фазових діаграмах: протяжність (мкм)- швидкість (мкм/хв.). Часові точки (перші 5) з проміжком у 10хв. на діаграмах позначені значком  $\times$ . Прямі зміни режиму зображені лише у випадках візуальної віддаленості від горизонтальної осі

сторони горизонтальної осі діаграм, на яких  $F(v)$  стрибкоподібно змінює своє значення, створюючи гістерезисну неідеальність. Прямі **a1** та **a2** утворюють кут із деякою віссю симетрії **b**, на якій здійснюються перемикання режимів поширення ЗПШ, тобто забезпечується осциляція поширення (1) з певною частотою

$$\gamma = \frac{c}{k(t)}, \quad c > 0, \quad (3)$$

яка на самій осі **b** повинна бути нескінченно великою. Оскільки  $\gamma \rightarrow \infty$  в околі нулів знаменника  $\gamma$ , (коренів  $k(t)$ ), то наближення частоти осциляції, яка на різних етапах тверднення буде різною, ми здійснюємо по часових координатах точок діаграм (рис.2), в яких проходить зміна режиму поширення ЗПШ, тобто тих, що лежать на фазовій траєкторії близько до осі **b**.

На основі результатів експериментальних досліджень отримано значення протяжності ЗПШ на різних етапах зшивання КМ з наповнювачами різної фізичної природи (табл. 1).

Таким чином, для кожного виду КМ отримано декілька осциляційних проміжків поширення ЗПШ із індивідуальною характеристикою частоти (табл.2).

Таблиця 1 – Значення протяжностей ЗПШ (мкм) для дисперсних наповнювачів (63мкм) різної фізичної природи

Час тверднення КМ (хв.)	електрокорунд (мкм)	ферит (мкм)	карбід кремнію (мкм)	карбід бору (мкм)
0	0	0	0	0
5	34,8	31,79	30,02	21,57
15	41,76	33,90	38,42	27,39
30	40,46	32,56	38,23	28,19
60	41,75	37,09	37,03	29,61
120	42,69	32,37	38,93	32,35
180	43,06	28,14	34,61	28,41
240	38,05	28,99	35,77	28,57
300	38,98	29,11	38,09	26,80

Таблиця 2 – Аналітичний вираз наближення характеристики  $k(t)$  частоти (2) осциляції швидкості поширення ЗПШ КМ для різних дисперсних наповнювачів

Дисперсний наповнювач	електрокорунд ферит	карбід кремнію	карбід бору	
Часові проміжки поширення (хв.) ЗПШ та відповідна характеристика $k(t)$ частоти	(50; 160) $t^2-210t+800$	(70;190) $t^2-260t+13300$	(70;120) $t^2-190t+8400$	(40;100) $t^2-140t+400$
	(160;270) $t^2-430t+43200$	(190;280) $t^2-470t+53200$	(120;200) $t^2-320t+24000$	(100;230) $t^2-330t+23000$
	–	–	(200;300) $t^2-500t+60000$	(230;400) $t^2-630t+92000$

**Висновки.** Отримані результати досліджень та побудована модель осциляції поширення ЗПШ дозволяє краще розуміти динаміку формування мікроструктур КМ в залежності від фізико-хімічної природи наповнювача та часових проміжків тверднення. Інформація про часові проміжки режимів поширення мікроструктур дозволяє покращити експлуатаційні характеристики плівок КМ, нанесених в якості покриття у відповідний часовий проміжок тверднення КМ.

В подальших дослідженнях характеристик тверднення покриттів планується встановлення і прогноз умов осциляції фазових координат діаграм поширення мікроструктур КМ.

## Список літератури

1. Бардзокас Д.И., Зобнин А.И. Математическое моделирование физических процессов в композиционных материалах периодической структуры. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 376 с.
2. П.Стухляк, І.Добротвор. Використання методів кластерного аналізу моделей процесів формування епоксикомпозитів. // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Автоматизація: проблеми, ідеї, рішення», 11-15 вересня 2007 року, Севастополь, С.14-16.
3. Гашук П.М. Лінійні динамічні системи і звичайні диференціальні рівняння. – Львів: Українські технології, 2002. – 608 с.

Предложена модель осциляции распространения внешних поверхностных слоев, которая отображает динамику формирования микроструктур при сшивании эпоксидных композитных материалов. Установлено, что в зависимости от физической и химической природы введенного в эпоксидный олигомер наполнителя на разных этапах сшивания материалов, формируются внешние поверхностные слои разного объема. Используя экспериментальные результаты исследований и математическую модель можно целенаправленно регулировать эксплуатационные характеристики эпоксикомпозитов.

The model of oscillation distributions of external layers which gives the chance to understand the formation dynamics of microstructures at sewing of epoxycomposites is constructed. It is established, that depending on the physical and chemical nature of entered filler at different sewing stages of materials, external layers with different sizes are formed. On the basis of the received experimental results and the received mathematical model it is possible to supervise purposefully over operational characteristics of epoxycomposites.

## Обґрунтування доцільності застосування вібро-пневмомашин для транспортування гірничої маси в умовах гіпсових шахт

Стаття присвячена обґрунтуванню доцільності застосування вібро-пневмомашин для транспортування гірничої маси в умовах гіпсових шахт. Виконано порівняння застосування вібро-пневмомашин з іншими видами транспорту.

**гіпс, сировина, шахта, гірнича маса, транспорт, вібраційно-пневмотранспортна машина, трубопровід, запиленість, комбайн, акамулююча камера, штольня, стиснене повітря**

Техніко-економічні прогнози показують, що в найближчі роки видобуток гіпсу, який широко використовується в будівництві для добавок в цемент, і виготовлення стінових блоків і перегородочних виробів, в машинобудуванні, керамічній, фарфоро-фаянсовій, медичній промисловостях, і в сільському господарстві, зросте в 1,8...2 рази. При цьому значно збільшиться об'єм підземної розробки.

Експлуатація підземним способом забезпечує більше 70% видобутку гіпсу в Україні [1]. Це обумовлено тим, що наряду з ростом об'ємів використання гіпсової сировини у виробництві в'язучих і цементу, розширюється галузь застосування в створенні матеріалів і конструкцій на його основі. Збільшення видобутку гіпсу планується забезпечити шляхом нарощування потужностей діючих шахт і будівництва нових.

Як правило, в дійсний час підземна розробка гіпсових родовищ ведеться камерно-стовбовими системами. Вибір даної системи обумовили широке розповсюдження родовищ, спокійне залягання на невеликих глибинах потужних пластів гіпсу, висока стійкість породних оголень.

Для гіпсових шахт характерні панельно-блокова підготовка покладів, ґрунто- і стелеуступна схема виїмки камерних запасів з застосуванням вибухового відбивання, підземне вторинне дроблення гіпсу, переважне використання автомобільного транспорту. Довжина панелей змінюється від 400...1000 м, а ширина складає 100...200 м. Для вентиляції в міжкамерних ціликах або по осі камер проводять штреки. Параметри уступів, послідовність їх відпрацювання і схема відбивання пов'язані з конкретними геологічними умовами (табл. 1). В більшості випадків першочергово відпрацьовують верхній уступ, допрацьовують пласт з відставанням на 60...100 м нижнім уступом, гіпс якого відбивають горизонтальними або похилими шпурами. При стелеуступній схемі виїмки відбивання верхнього шару виконується вертикальними шпурами з одночасним підриванням 5...7 рядів шпурів. Розробку достатньо потужних пластів (30...60 м) ведуть по круговій схемі, при цьому витримують сувору орієнтацію ціликів по суміжним поверхам, щоб виключити зсовування шарів ціликів. В основному на шахтах застосовується дрібношпурове відбивання гіпсу. Недоліками застосовуваної технології видобутку гіпсу є: загазованість і запиленість виробіток, циклічність робочих процесів, низький рівень механізації, необхідність дроблення відбитої гірничої маси на поверхні і зв'язане з ним забруднення навколишнього середовища пилом.

Таблиця 1 – Гірничо-геологічна характеристика і показники видобутку гіпсу на основних родовищах країни

Родовище	Глибина залягання пластів, м	Середня потужність пласта, м	Кут залягання, град.	Об'єм видобутку млн. тон	Транспорт
Артемівське (Донецької область)	90-103 99-111 104-130	18,3 2,7 6,7	3-7 <sup>0</sup>	1,23	Автомобільний, самохідні вагони
Східно-Покровське (Донецька область)	30-100	15,4	6-10 <sup>0</sup>	0,8*	Автомобільний
Попасні піски (Донецька область)	60-100	11,0	4-8 <sup>0</sup>	0,4*	Рельсовий, автомобільний
Західно-Михайлівське (Донецька область)	20-22	29,0	0-4 <sup>0</sup>	0,4*	Рельсовий, автомобільний

Ці недоліки обумовлюють витрату великої кількості електроенергії, робочого часу на вентиляцію виробіток, дроблення гірничої маси і обезпилення повітря. Тому стає зрозумілою актуальність удосконалення засобів і способів відбивання, навантаження і транспортування засобів і способів відбивання, навантаження і транспортування корисної копалини. Вирішення цієї задачі можливе тільки шляхом створення високопродуктивних комплексів обладнання, при яких забезпечується механічне руйнування гіпсу, пневмотранспорт по трубопроводам, його складування у відпрацьованих камерах, що дозволить максимально механізувати, а в деяких випадках автоматизувати виробничі процеси, покращити умови праці і використання можливостей родовища.

Технологію підземного добування гіпсу слід розглядати сумісно з засобами навантаження і транспорту. Переважне застосування для навантаження гіпсу знаходять екскаватори, навантажувальні машини на гусеничному і пневмоколісному ході, рідше – скреперні установки. Як видно з таблиці 1, транспорт на гіпсових шахтах в основному автомобільний, але використовується і рельсовий, (Новомосковське, Бебяєвське родовище), в перспективі намічено застосування конвеєрного транспорту.

Виконаний аналіз показує, що використання перерахованих видів транспорту має ряд істотних недоліків, які знижують техніко-економічні показники видобутку і погіршують умови праці.

Проведені в КНТУ та ІГТМ НАН України комплексні дослідження дозволили дати геотехнічне і гірничо-технічне обґрунтування прогресивним засобам виїмки і транспортування корисної копалини на гіпсових шахтах. Зокрема для широкого діапазону гірничо-геологічних умов рекомендована машинна технологія видобутку гіпсу з застосуванням комбайнів «Урал-20КС», ПК-8М, 4ПП-2. Застосування комбайнів дозволило в 4...5 разів скоротити час підготовки панелей в порівнянні з буровибуховим відбиванням і підвищити в 1,3...2 рази продуктивність праці забойної групи. Разом з тим проведені хронометражні спостереження і аналіз роботи прохідничо-видобувних комплексів при різноманітних сполученнях структур показали, що 45...57% всього календарного фонду робочого часу складають простой, з них більше 10% по ремонту транспортних засобів. Тому при технічній часовій продуктивності комбайнів ПК-8В і

«Урал-20КС» відповідно 92 і 132,6 т експлуатаційна – складає відповідно 54 і 78т/год. При цьому коефіцієнт використання машинного часу не перевищує 0,3. Це визвано тим, що із-за невисокої надійності роботи, з виїмочно-доставочного комплексу, як правило, виключають бункер-перевантажувач. Рекомендації по забезпеченню поточності прохідницьких і очищувальних робіт не реалізуються по причині відсутності коротких конвейерів, що забезпечують збирання конвеєрних стрічок в штреках і камерах.

Дана обставина свідчить про необхідність подальшого удосконалення схем і засобів транспортування горної маси в гіпсових шахтах. В цьому плані слід звернути увагу на наступні особливості видобутку гіпсу. Оскільки промислове використання гіпсу передбачає його дроблення і подрібнення, перспективні технології видобутку повинні бути зв'язані з механічним руйнуванням. Аналіз даних гранулометричного складу щебеню (табл. 2), виконаного при відбиванні гіпсу різними комбайнами в різних умовах показує, що великий вихід дрібних фракцій являється доброю передпоилкою застосування в гіпсових шахтах більш продуктивного пневматичного транспорту. Замітимо, що абразивність гіпсових порід не перевищує 5мг.

Таблиця 2 – Гранулометричний склад гірничої маси, відбитої комбайнами

Шахта, кар'єр, номер ділянки	Тип комбайна	Відсотковий склад						
		Фракція, мм						
		0-5	5-10	10-20	20-40	40-60	60-100	більше 100
Артемівська								
3-7	ПК-8М	18	2	4	12	14	15	35
8	«Урал-20КС»	36	13	18	25	8	-	-
9	-//-	26	18	24	24	8	-	-
10	4ПП-2	30	14	13	19	24	-	-
11	-//-	21	21	25	15	18	-	-
13	КШ-ІКГ	70	5	8	5	4	8	-

На основі проведеного аналізу представляється доцільним використовувати вібраційно – пневмотранспортну машину ВПМ (рис1.), що має наступну технічну характеристику:

Продуктивність, м <sup>3</sup> /год.....	40
Дальність транспортування, м.....	2500
Витрата стисненого повітря, м <sup>3</sup> /год.....	2500...4000
Тиск стисненого повітря, мПа.....	0,5...0,6
Мінімальний розмір куска, що транспортується, мм.....	80...20
Діаметр транспортного трубопроводу, мм.....	100...200
Вага, кг.....	3500

Вібраційно – пневмотранспортна машина призначена для завантаження і послідовного транспортування горної маси по спеціально обладнаному трубопроводу. Відомо, що практика ведення горних робіт на гіпсових шахтах пов'язана зі створенням розгалуженої мережі вентиляційних і транспортних виробок значної протяжності з великим числом викривлень і підйомів. Це ускладнює схеми транспорту, створює працездатні роботи утримання і відновлення транспортних шляхів. Трубопровідне пневмотранспортування дозволяє оптимізувати довжину траси, приймаючи найкоротшу відстань транспортування. Необхідно відмітити відносну простоту монтажу і демонтажу трубопровідної траси, що дуже важливо при швидкому

просуванні фронту робіт. Транспортування з застосуванням ВПМ до мінімуму скорочує непродуктивні роботи, герметичність трубопроводу ізолює транспортований

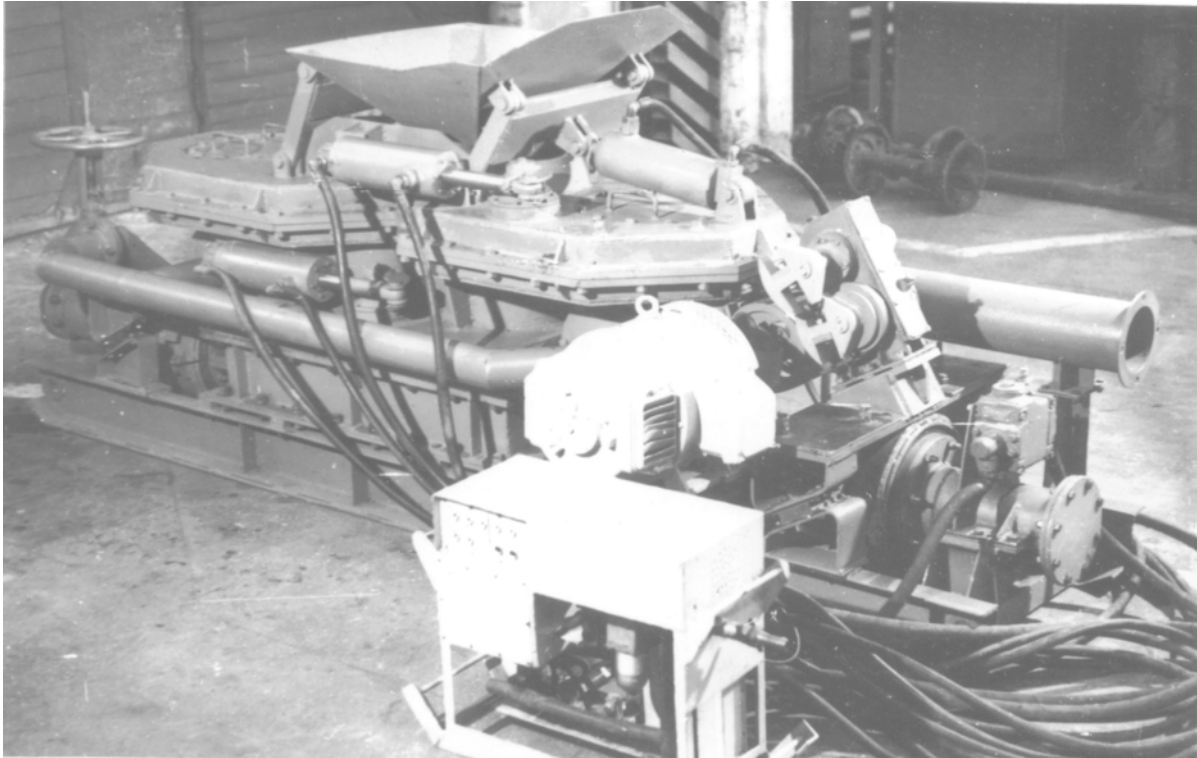


Рисунок 1 – Загальний вид вібро-пневматичної машини

гіпс від шахтної атмосфери, знижує запиленість гірничих виробок [2, 3]. Заміна автомобільного транспорту виключає загазованість шахтної атмосфери і підвищує безпеку транспортних робіт.

Експлуатація гіпсових шахт показує, що на великих площах природні масиви підлягають впливу води, що поступає з водоносних горизонтів і поверхні по свердловинам і тріщинам, які знаходяться у водозбірниках і конденсуються з шахтної атмосфери. Це сприяє залипання, утворенню каменеvidних наростів і злежуванню гіпсу. ВПМ являється новим видом завантажувальних машин, відрізняючою особливістю яких є вібраційна дія на завантажувальній ділянці трубопроводу. Досвід впровадження вібро – пневматичного закладочного комплексу, впровадженого ІГТМ АН України спільно з Марганецьким ГОКом, Нікопольсько-Марганцевого басейну на малопотужних пластах шахти №8 при транспортуванні пустих порід, схильних до залипання, в вироблені заходки показує добрі результати роботи ВПМ. З технічної характеристики видно, що дальність транспортування ВПМ в 2-3 рази вище існуючих сьогодні завантажувальних пристроїв (максимальна у ДЗМ-2 складає 1500м<sup>3</sup>). Це дозволяє значно розширити галузі застосування ВПМ, здійснюючи різноманітні схеми пневмотранспортування на підготовчих і очисних роботах.

Враховуючи особливості технології добування гіпсу, нами пропонується ряд можливих схем транспортування горної маси ВПМ (табл.3).

При буровибуховій виїмці з забоїв гіпс доставляється автотранспортом в пункт дроблення, звідки ВПМ транспортується до поверхневого складу. При механізованій виїмці можливі декілька варіантів застосування ВПМ, або з використанням бункера-перевантажувача, або акамулюючої виробки. Від забоїв горна маса самохідними вагонами 5BC-15 доставляється в акамулюючу камеру, звідки ВПМ транспортується на денну поверхню. Можлива також доставка гірничої маси безпосередньо від комбайнів з

забою з допомогою ВПМ в акумуляючу виробку, а потім, або автотранспортом, або ВПМ на денну поверхню (рис.2). На поверхні, ВПМ можна використовувати для доставки сировини в цехи по виробництву продукції або безпосередньо споживачам.

Таблиця 3 – Схеми транспортування горної маси з застосуванням ВПМ

Види робіт, спосіб відбивки	Структурна схема транспортування	Номер структури
Проходка і видобування при буровибуховій виїмці	З*-Э-МоАЗ-Д-ВПМ-ПС АК	I
Проходка і видобування комбайнами	З – БП – СВ – АК – ВПМ - ПС	II
	З – ВПМ – АК – ВПМ - ПС	III
	З – ВПМ – АК – МоАЗ - ПС	IV
Роботи на поверхні	ПС – Ц – ВПМ – П	V

\* З – забій; Э – екскаватор; МоАЗ – автотранспорт; Д – дробарка; ВПМ – вібраційно-пневмотранспортна машина; ПС – поверхневий склад; АК – підземна акумуляюча камера; БП – бункер перевантажувач; СВ – самохідний вагон; Ц – цех виробництва продукції; П – споживач сировини

Оскільки задача застосування ВПМ в гіпсовидобуваючій промисловості нова, очевидна необхідність економічного порівняння трубопровідного пневмотранспортування гірничої маси і застосованих на шахтах видів доставки сировини [4].

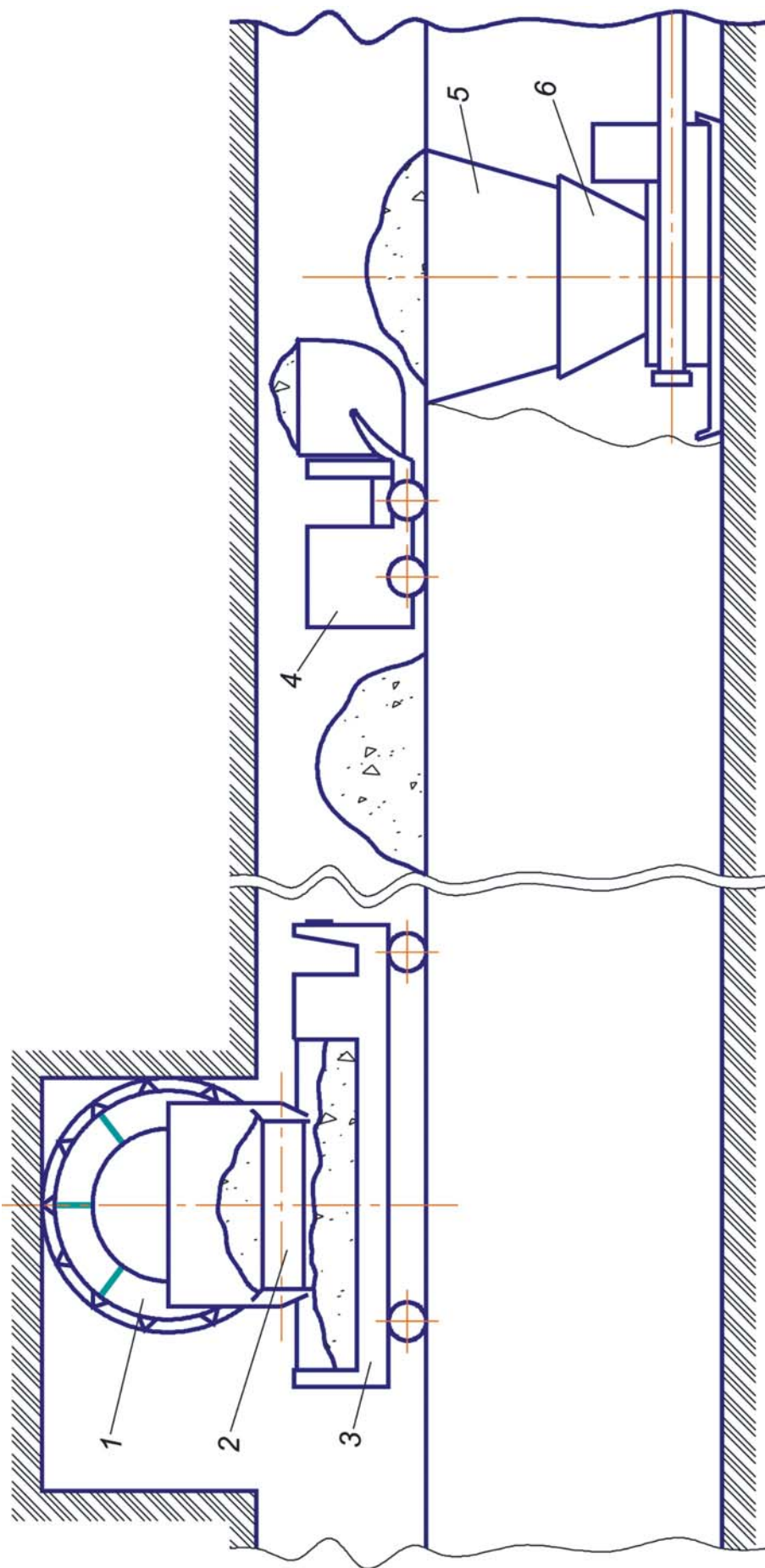
Аналіз виконаних економічних розрахунків [4] свідчить, що при рекомендованій схемі транспортування горної маси приведені затрати в 4 рази нижче, ніж при існуючій технології. Розрахунки показують також, що істотні переваги ВПМ забезпечуються при транспортуванні гіпсу з комбайнових забоїв. Реалізація технологічної схеми видобування і транспортування гіпсу «комбайн-ВПМ-акумуляюча камера» дозволить в 1,5...2,0 рази підвищити продуктивність праці на очисній виїмці. Застосування ВПМ дозволить реалізувати поточне виробництво з високим рівнем механізації і автоматизації, а також здійснити в процесі пневмотранспортування переробку гіпсової сировини.

## Список літератури

1. Усаченко Б.М. Геомеханика подземной добычи гипса. – К.: Наукова думка. – 1985. – 212с.
2. Волошин А.И. Новые решения в разработке загрузочных устройств пневмотранспорта для закладки выработанного пространства и их экспериментальные исследования // Механика горнотранспортных машин – К.: Наукова думка. – 1979 – С. 76-89.
3. Смолдырев А.Е. Технология и механизация закладочных работ. – М.: Недра. – 1974. – 326с.
4. Коновалов В.С., Короткина Т.В., Рогожина Н.В. Области эффективного взаимодействия специальных и универсальных видов транспорта. – М.: Транспорт. – 1977. – 382с.

Статья посвящена обоснованию целесообразности использования вибро-пневмомашин для транспортирования горной массы в условиях гипсовых шахт. Выполнено сравнение использования вибро-пневмомашин с другими видами транспорта.

The article reveals the necessity of the vibra-pneumatic machines to portage the mountain mass in gypsum mines. It compares the usage of vibra-pneumatic machines to other types of transport.



1 – комбайн; 2 – перевантажувач комбайна; 3 – самохідний електровагон;  
 4 – породонавантажувальна машина; 5 – бункер; 6 – вібро-пневмотранспортна машина

Рисунок 2 – Схема транспортування гіпсу з застосуванням ВПМ

**М.О.Ковришкін, доц., канд. техн. наук, В.М.Сало, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*  
**Хамуйєла Ж.А.Герра, проф., Ph.D., Т.О.Хамуйєла, магістр**  
*Університет Агостіно Нето (м.Луанда, Ангола)*

## Особливості розробки інструментального забезпечення для виготовлення нової черв'ячної передачі з угнутим профілем витка черв'яка

Розглянуто особливості розробки інструментального забезпечення для виготовлення ланок черв'ячної передачі з угнутим профілем витка черв'яка, що утворений ділянкою зворотної тригонометричної функції арктангенс. Встановлено взаємозв'язок між вибором такої ділянки та характеристиками поверхні витка черв'яка. Розроблені рекомендації щодо вибору ділянки зворотної тригонометричної функції арктангенс.

**інструментальне забезпечення, черв'ячна фреза, дисковий інструмент, черв'як, угнутий профіль**

Черв'ячні передачі з угнутим профілем витка черв'яка відомі своєю високою навантажувальною здатністю, яка в 1,5-2,2 рази вища за навантажувальну здатність класичних черв'ячних передач з черв'яками типу ZA, ZN, ZI [1–6]. Причиною високої навантажувальної здатності цього виду черв'ячних передач в першу чергу є геометрія контактуючих поверхонь. Як відомо [1], максимальні нормальні навантаження визначаються за формулою Герця:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}}, \quad (1)$$

де 0,418 – емпіричний коефіцієнт [1];

$q$  – навантаження на одиницю довжини контактної лінії;

$E$  – приведений модуль пружності для матеріалів черв'ячного колеса та черв'яка;

$\frac{1}{\rho}$  – приведена кривина профілів зуба черв'ячного колеса та витка черв'яка.

Приведений модуль пружності для матеріалів черв'ячного колеса та черв'яка визначається залежністю [1]:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (2)$$

де  $E_1$  – модуль пружності матеріалу черв'ячного колеса;

$E_2$  – модуль пружності матеріалу черв'яка.

Для контакту опуклої та угнутої поверхонь приведений радіус кривини визначається за формулою [1,2]:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}. \quad (3)$$

Аналіз (1)–(3) показує, що навантажувальна здатність черв'ячних передач значно зростає із зменшенням приведеної кривини у контакті.

В роботах [1–6] розглянуті черв'ячні передачі з угнутих профілем витка черв'яка, що утворені на основі другого способу Олів'є. В умовах цього способу черв'ячна фреза для механічної обробки зубців черв'ячного колеса є точною копією черв'яка.

В роботах [1, 2] угнутий профіль витка черв'яка запропоновано утворювати дугою кола. Оскільки коло має постійну кривину, то в цих роботах вибір ділянки кола не розглядався.

В роботі [3] угнутий профіль витка черв'яка запропоновано утворювати гвинтовим рухом прямолінійного торцевого профілю, що є дотичним до напрямного циліндру.

В роботі [4] угнутий профіль витка черв'яка запропоновано утворювати дугою евольвенти кола, синусоїдальної кривої або ірраціональної функції. Усі вказані функції мають змінну кривину, проте рекомендації стосовно вибору ділянок цих функцій не розглянуто.

В роботах [5,6] угнутий профіль витка черв'яка нової черв'ячної передачі запропоновано утворювати дугою зворотної тригонометричної функції арктангенс. Така черв'ячна передача вигідно відрізняється від розглянутих тим, що надає можливість управління своєю навантажувальною здатністю. Проте синтез нової передачі проводився для загального випадку із забезпеченням вибору довільної ділянки, а тому ці роботи не містять рекомендацій щодо порівняння ділянок функції арктангенсу та впливу їх вибору на кривину активної поверхні витка черв'яка.

Таким чином, існує актуальна наукова задача щодо дослідження впливу вибору ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс на кривину активної поверхні витка черв'яка, та врахування цього впливу при розробці відповідного інструментального забезпечення.

Прийmemo за мету дослідження визначення впливу вибору ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс на кривину активної поверхні витка черв'яка.

Для досягнення мети даної роботи вирішимо наступні задачі:

- визначення кривини активної поверхні витка черв'яка в довільній точці;
- аналіз кривини активної поверхні витка черв'яка;
- розробка рекомендацій щодо вибору ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс при створенні інструментального забезпечення для виготовлення черв'ячної передачі.

Для вирішення першої задачі скористаємося визначеними в роботі [6] рівняннями ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс та виробної поверхні дискового інструменту.

Для подальших розрахунків перейдемо до криволінійних координат  $u, \vartheta$ .

Згідно з [6] рівняння дуги арктангенсу в системі координат, пов'язаної з дисковим інструментом визначається так:

$$\bar{r}_p = \begin{bmatrix} u \\ c_8 \operatorname{arctg}(u) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

де  $c_8$  – константа.

Згідно з [6] виробна поверхня дискового інструмента визначається так:

$$\bar{r}_u = \begin{bmatrix} [c_8 \arctg(u) - d] \cos \vartheta \\ [d - c_8 \arctg(u)] \sin \vartheta \\ a_{pM} - u \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де  $d$  – відстань від центру системи координат  $O_u$ , пов'язаної з дисковим інструментом, до  $O_p$ ;

$a_{pM}$  – величина, що в системі координат  $O_p$  визначає розташування довільної точки профілю вздовж вісі  $X_p$ .

Для подальших розрахунків запишемо рівняння поверхні дискового інструмента (5) в нерухомій системі координат, пов'язаної з стійкою:

$$\bar{r}_u^{(0)} = \begin{bmatrix} [c_8 \arctg(u) - d] \cos \vartheta + A_u - r_1 \\ [d - c_8 \arctg(u)] \sin \vartheta \\ a_{pM} - u - p\varphi_1 \cos \gamma_u \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

де  $A_u$  – міжосьова відстань у верстатному зачепленні дискового інструмента з оброблюваним черв'яком;

$r_1$  – радіус черв'яка;

$p$  – параметр гвинтової поверхні черв'яка;

$\varphi_1$  – кут повороту черв'яка навколо своєї вісі.

На основі рівняння (7) та відповідно до рекомендацій [1] знаходимо рівняння орта нормалі до виробної поверхні дискового інструмента в нерухомій системі координат:

$$\bar{e}_u^{(0)} = \begin{bmatrix} \frac{(1+u^2)\cos\vartheta}{\sqrt{(1+u^2)^2+(c_8)^2}} \\ \frac{-(1+u^2)\sin\vartheta}{\sqrt{(1+u^2)^2+(c_8)^2}} \\ \frac{c_8}{\sqrt{(1+u^2)^2+(c_8)^2}} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Скориставшись рівнянням (7) знаходимо швидкість відносного руху у верстатному зачепленні дискового інструмента та оброблюваного черв'яка буде таким:

$$\bar{V}_{u1}^{(0)} = \bar{P}_{u1}^{(0)} \bar{r}_u^{(0)} = \begin{bmatrix} -\cos\gamma_u \sin\vartheta [d - c_8 \arctg(u)] + \sin\gamma_u (a_{pM} - u - p\varphi_1 \cos\gamma_u) \\ -\cos\gamma_u \sin\vartheta [d - c_8 \arctg(u)] + A_u \cos\gamma_u \\ \sin\gamma_u \cos\vartheta [d - c_8 \arctg(u)] - A_u \sin\gamma_u \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

де  $\bar{P}_{u1}^{(0)}$  – матриця з компонентами швидкості відносного руху систем координат пов'язаних відповідно з дисковим інструментом та з оброблюваним черв'яком.

Зв'язок параметрів  $u, \vartheta, \varphi_1$  містить рівняння зачеплення, яке можна розв'язати підставивши відповідні значення (8) та (9):

$$\bar{e}_u^{(0)} \bar{V}_{u1}^{(0)} = 0. \quad (10)$$

Згідно з [1] головні нормальні кривизни активної поверхні витків черв'яка визначаються за формулою Родрига:

$$\bar{k}_{I,II} = -\frac{\bar{e}_{r1}^{(0)}}{\bar{V}_{r1}^{(0)}}, \quad (11)$$

де  $\bar{k}$  – головна нормальна кривизна;

$I, II$  – індекси головних напрямків;

$\bar{V}_{r1}^{(0)}$  – швидкість руху контактної точки по нарізуваній поверхні;

$\bar{e}_{r1}^{(0)}$  – швидкість кінця орту нормалі.

Швидкість руху контактної точки по нарізуваній поверхні знаходимо після диференціювання рівняння (7) та відповідних математичних перетворень:

$$\bar{V}_{r1}^{(0)} = \begin{bmatrix} \sin \vartheta \left( \frac{d\vartheta}{dt} - \cos \gamma_u \right) [d - c_8 \operatorname{arctg}(u)] + \sin \gamma_u (a_{pM} - u - p\varphi_1 \cos \gamma_u) + \cos \vartheta \frac{c_8}{1+u^2} \frac{du}{dt} \\ \cos \vartheta \left( \frac{d\vartheta}{dt} - \cos \gamma_u \right) [d - c_8 \operatorname{arctg}(u)] + A_u \cos \gamma_u - \sin \vartheta \frac{c_8}{1+u^2} \frac{du}{dt} \\ -\frac{du}{dt} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Швидкість кінця орту нормалі знаходимо після диференціювання рівняння (8) та відповідних математичних перетворень:

$$\bar{e}_{r1}^{(0)} = \begin{bmatrix} \dot{e}_{r1x} \\ \dot{e}_{r1y} \\ \dot{e}_{r1z} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \text{де } \dot{e}_{r1x} &= \frac{1}{\sqrt{(1+u^2)^2 + (c_8)^2}} \left[ (1+u^2) \sin \vartheta \left[ \cos \gamma_u - \frac{d\vartheta}{dt} \right] + c_8 \sin \gamma_u + \right. \\ &\quad \left. + 2u \frac{(c_8)^2}{(1+u^2)^2 + (c_8)^2} \cos \vartheta \frac{du}{dt} \right]; \\ \dot{e}_{r1y} &= \frac{1}{\sqrt{(1+u^2)^2 + (c_8)^2}} \left[ (1+u^2) \cos \vartheta \left[ \cos \gamma_u - \frac{d\vartheta}{dt} \right] - 2u \frac{(c_8)^2}{(1+u^2)^2 + (c_8)^2} \sin \vartheta \frac{du}{dt} \right]; \\ \dot{e}_{r1z} &= \frac{-(1+u^2)}{\sqrt{(1+u^2)^2 + (c_8)^2}} \left[ \sin \gamma_u \cos \vartheta + 2 \frac{uc_8}{(1+u^2)^2 + (c_8)^2} \frac{du}{dt} \right]. \end{aligned}$$

Зв'язок параметрів  $\frac{d\vartheta}{dt}$  та  $\frac{du}{dt}$  знаходять через диференціювання рівняння зачеплення (10). Тобто, перша задача є вирішеною.

Визначені з (11) після підстановки (12) та (13) головні нормальні вважаються такими: більша за модулем кривина –  $k_I$ , менша за модулем кривина –  $k_{II}$ .

Поверхня витка черв'яка з точки зору її кривини може бути трьох видів:

– опуклою, коли  $k_I > 0$  та  $k_{II} > 0$ ;

– угнутою, коли  $k_I < 0$  та  $k_{II} < 0$ ;

– опукло-угнутою, коли  $k_I > 0$  та  $k_{II} < 0$ , або коли  $k_I < 0$  та  $k_{II} > 0$ .

Тобто, по-перше, необхідно обирати ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс, що забезпечують угнуту ( $k_I < 0$  та  $k_{II} < 0$ ) активну поверхню витків черв'яка у будь-якій її точці.

По-друге, з двох ділянок, що забезпечують угнуту активну поверхню витків черв'яка перевагу з точки зору забезпечення більшої навантажувальної здатності має та, значення кривин якої більші за модулем.

Тобто, особливості розробки інструментального забезпечення для виготовлення нової черв'ячної передачі з угнутим профілем витка черв'яка визначатимуться наведеними вище двома підходами до вибору ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс. Обмеження на вибір ділянок може бути накладеним з точки зору технологічності відтворення виробної поверхні при профілюванні дискового інструменту та черв'ячної фрези.

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що:

– необхідно обирати такі ділянки дуги зворотної тригонометричної функції арктангенс, що забезпечують угнуту активну поверхню витків черв'яка у будь-якій її точці;

– з двох ділянок, що забезпечують угнуту активну поверхню витків черв'яка перевагу з точки зору забезпечення більшої навантажувальної здатності має та, значення кривин якої, розрахованих за формулою (11), більші за модулем;

- обмеження на вибір ділянок може бути накладеним тільки з точки зору технологічності відтворення виробної поверхні при профілюванні дискового інструменту та черв'ячної фрези.

Скориставшись застосованою методикою досліджень можна визначити вплив вибору ділянки дуги будь-якої іншої функції при створенні інструментального забезпечення для виготовлення черв'ячної передачі з угнутим профілем витка черв'яка.

## Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Литвин Ф.Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. - М. - Л.: Машгиз, 1962. – 102 с.
3. Бернацкий И.П. Геометрия новых разновидностей шлифуемых цилиндрических червяков с вогнутым профилем витков. – М.: Машиностроение, 1965. – 112 с.
4. Ворончихин М.А., Крапивина Г.И. К построению новых типов червячных передач с цилиндрическим червяком // Межвуз.сб.научн.тр. – Хабаровск: Хабар.политехн.ин-т. – 1979. – С.114-129.
5. Ж.А.Хамуйела Герра, Ковришкін М.О. Синтез нових черв'ячних передач // Збірник Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2006. – Вип..№17. – С.190-194.
6. Ковришкін М.О., Ж.А.Хамуйела Герра, Помазан Т.І. Інструментальне забезпечення обробки черв'ячних коліс черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка/ Міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання науки та практики: досягнення та перспективи – 2007» 3-7 грудня м.Полтава. – Полтава: АНП, 2007. – С.85-88.

Рассмотрены особенности разработки инструментального обеспечения для изготовления звеньев червячной передачи с вогнутым профилем витка червяка, который образован участком обратной тригонометрической функции арктангенс. Установлена взаимосвязь между выбором такого участка и характеристиками поверхности витка червяка. Разработанные рекомендации относительно выбора участка обратной тригонометрической функции арктангенс.

Features of a tool maintenance development for manufacturing a worm gear parts with concave profile of a worm which is formed by a site of return trigonometric function arctangens are considered. The interrelation between a choice of such site and characteristics of a worm surface is established. The developed recommendations concerning a choice of return trigonometric function arctangens site.

УДК 621.822

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

*Національний технічний університет України „КПІ”*

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

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Вібраційні параметри вузлів токарного багатопиндельного автомата

В статті приведено аналіз причин і результати розрахунку вібраційних параметрів основних вузлів токарних багатопиндельних автоматів. Визначено частоти основних джерел вібраційних возмущень в динамічній системі токарного багатопиндельного автомата 1Б2656К.  
**токарные многошпиндельные автоматы, вибрационные параметры узлов**

При роботі токарного багатопиндельного автомата верстата мають місце інтенсивні вібраційні процеси. Основні джерела вібрацій - обертові заготовки, які опираються в напрямних трубах токарного багатопиндельного автомата [1]. Причинами вібрацій є також механічні приводи верстата, зокрема, привід головного руху. Аналіз джерел вібрації здійснено шляхом детального вивчення робочих процесів основних вузлів та агрегатів верстата [2,3].

Можливі основні джерела вібрацій токарного багатопиндельного автомата наведені на рис.1.

До групи А (рис.1) джерел вібрації належать:

- статична і динамічна невідповідність ротора, перемагнічування активного заліза ротора;
- пульсації магнітного потоку в повітряних зазорах;
- перемагнічування активного заліза статора;
- вихрові струми в магнітній системі статора і ротора;
- збурення в енергосистемі живлення;
- похибки форми [4] деталей підшипників кочення ротора, зокрема гранність і хвилястість тіл кочення та доріжок, похибки установки і монтажу підшипників.

До групи В джерел вібрації належать:

- невідповідність деталей приводу верстата, що обертаються, похибки статичного і динамічного балансування;
- похибки форми деталей підшипників валів, зокрема хвилястість доріжок і тіл кочення, гранність тіл кочення, похибки установки [4] і монтажу підшипників кочення, пристроїв забезпечення натягів підшипників, радіальні та осеві зазори в підшипниках;
- деформації деталей опор, зокрема локальні, динамічні та термічні деформації, зміни умов змащення в підшипниках.

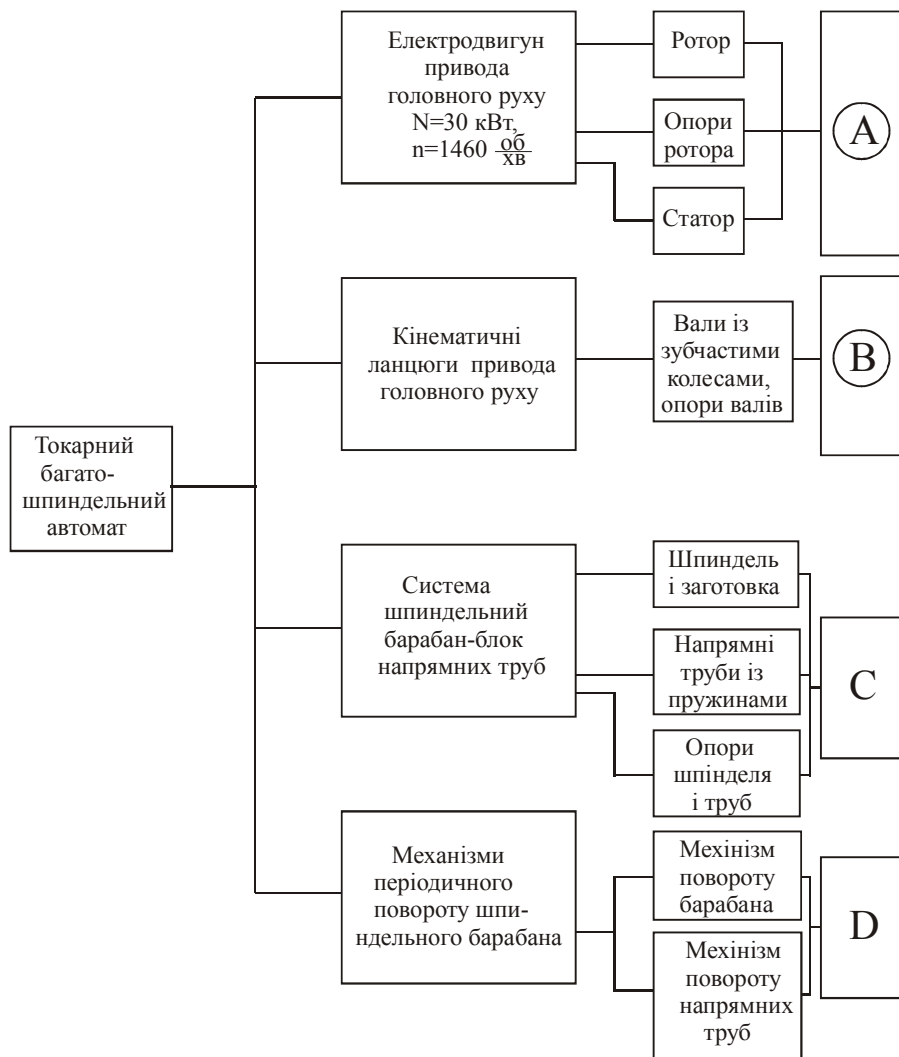


Рисунок 1 - Основні джерела вібрації токарного багатошпиндельного автомата

До групи С джерел вібрації належать:

- нерівноваженість заготовки внаслідок особливих умов її опирання;
- похибки форми деталей підшипників опор шпинделя;
- нерівноваженість шпиндельного вузла, зокрема механізму затиску та механізму подачі заготовки;
- ударні процеси в місцях опирання заготовки, зокрема на кільце труби подачі, на кільце прямої труби та на хвильові пружини;
- похибки установки і монтажу [4] напрямних труб та деталей, які забезпечують опирання заготовки в напрямних трубах.

До групи D джерел вібрації належать:

- ударні процеси в механізмі повороту шпиндельного барабана;
- удари в механізмі повороту блоку напрямних труб.

Характерні частоти окремих вібраційних збурень розраховані за наведеними нижче формулами. Вібраційні збурення, обумовлені перемагнічуванням активного заліза статора і ротора електродвигуна, мають основну інтенсивність на частоті:

$$f_3 = 2f_0,$$

де  $f_0$  - частота змінного струму електромережі живлення.

Пульсації магнітного потоку в повітряному зазорі асинхронного електродвигуна визначають спектр збурень із максимумом на частоті:

$$f_n = f_0 \left[ n + z_r R \cdot \frac{(1-s)}{p} \right],$$

де  $n=2$  або  $n=0$ ,  $z_r$  - число зубців ротора електродвигуна;

$p$  - число полюсів електродвигуна;  $s$  - параметр який визначає статичну характеристику по моменту ковзання електродвигуна;

$R=1,2,\dots$  - порядковий номер гармоніки спектрального розкладу вібраційного збурення в гармонійний ряд (ряд Фур'є).

Похибки виготовлення і збирання обертових деталей обумовлюють збурення на частоті:

$$f_p = \frac{n_i \cdot K_j}{60},$$

де  $n_i$  - частота обертання  $i$ -ї деталі, об/хв;

$K_j$  - частота зміни збурюючої дії за один оберт деталі.

Основними джерелами збурень кінематичних ланцюгів верстата є зубчасті передачі. При роботі верстата мають місце ударні навантаження в зубчастих зачепленнях, які спричиняються зазорами та переспрямиваннями зубців передач і діють на частотах:

$$f_z = \frac{z_i \cdot n_i}{60},$$

де  $z_i$  - число зубців шестерні або колеса, які обертаються з частотою  $n_i$ .

Відхилення форми підшипників кочення визначає збурення на частотах:

$$f_f = \frac{n_i}{2 \cdot 60}.$$

Радіальні зазори в підшипниках кочення викликають вібраційні збурення на частотах:

$$f_R = \frac{m_i \cdot n_i}{2 \cdot 60},$$

де  $m_i$  - число тіл кочення  $i$ -го підшипника;

$n_i$  - частота обертання.

Хвилястість доріжок підшипників обумовлює виникнення вібрацій на частотах:

$$f_d = f_f \left( 1 \pm \frac{d_T}{D_0} \right) \frac{z_T z_b}{q},$$

де  $d_T$  - діаметр тіла кочення;

$D_0$  - діаметр центрів тіл кочення;

$z_b$  - число хвиль на доріжці кочення;

$z_T$  - число граней тіл кочення ;

$q$  - коефіцієнт, який враховує зміну частоти внаслідок зміщення тіл кочення.

При обертанні заготовок в напрямних трубах має місце вібраційне збурення динамічної системи верстата на частотах:

$$f_H = \frac{n}{60} \cdot r ,$$

де  $r = 1, 2, \dots, 4$  – число суттєвих гармонік низькочастотних коливань заготовки.

Наведені вище розрахункові формули використані для розрахунку частотних діапазонів основних джерел вібраційних збурень у динамічній системі верстата. Розрахункові значення частот наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахункові значення частот основних джерел вібраційних збурень в динамічній системі токарного багатопшпindelного автомата 1Б2656К

№ з/п	Джерело вібраційного збурення	Частота збурення, Гц
1	Неврівноваженість ротора електродвигуна	26,6
2	Збурення, обумовлені перемагнічуванням активного заліза електродвигуна	98,8
3	Пульсації магнітного потоку в зазорі	950
4	Переспряження зубців передачі від вала I до вала II	942
5	Переспряження зубців передачі від вала II до вала III	844
6	Переспряження зубців привідної передачі шпинделя	10,2
7	Збурення, обумовлені відхиленням форми підшипників кочення шпинделя	20,4
8	Перша форма власних поперечних коливань заготовки	8,8
9	Друга форма власних поперечних коливань заготовки	35,3
10	Третя форма власних поперечних коливань заготовки	79,4
11	Четверта форма власних поперечних коливань заготовки	141,3
12	П'ята форма власних поперечних коливань заготовки	220,8
13	Шоста форма власних поперечних коливань заготовки	318,0
14	Сьома форма власних поперечних коливань заготовки	432,8
15	Восьма форма власних поперечних коливань заготовки	565,3
16	Дев'ята форма власних поперечних коливань заготовки	715,5
17	Десята форма власних поперечних коливань заготовки	883,3
18	Збурення внаслідок зазорів у підшипниках шпинделя	10,2
19	Збурення внаслідок хвилястості доріжок підшипників шпинделя	121,2
20	Збурення внаслідок ударної взаємодії заготовок із напрямними трубами	142,0
21	Неврівноваженість обертових деталей вала II	124,0
22	Неврівноваженість обертових деталей вала III	106,0
23	Неврівноваженість обертових деталей вала III	86,5

Визначенні характеристики віброакустичних параметрів верстата дозволяють проводити розшифрування спектральних характеристик віброакустичних параметрів верстата по експериментальним спектрограмам віброакустичних параметрів.

## **Висновки**

Однією з причин вібрацій токарних багатошпindelних автоматів є механічні приводи верстата, зокрема привод головного руху. Аналіз джерел вібрації здійснено шляхом вивчення робочих процесів основних вузлів і агрегатів верстата. Встановлено основні причини вібрацій, зокрема це: - невірноваженість деталей приводу верстата, похибки статичного і динамічного балансування, похибки форми деталей підшипників валів, похибки установки і монтажу підшипників кочення, зазори в підшипниках, деформації деталей опор, зміни умов змащення в підшипниках.

## **Список літератури**

1. Струтинський В.Б., Кропивна А.В. Математична модель вібраційного поля довгомірної маложореткої заготовки при обробці деталей токарним автоматом // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Випуск 12. Кіровоград, 2003. -С.29-41.
2. Автоматы многошпиндельные прутковое горизонтальное повышенной точности 1Б265: Руководство по эксплуатации.-К.: КИАПО,1979.-339 с.
3. Борьба с шумом и вибрацией в промышленности / Е.П.Самойлюк, В.В.Сафонов. -К.: Вища школа, 1990.-167 с.
4. Зенкин А.С., Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении. Справочник. –К.: Техніка, 1984.-311 с.

The analysis of reasons and results of calculation of vibration parameters of knots of multi-spindle rod automats is resulted in the article. Frequencies of basic sources of vibration indignations are certain in the dynamic system of of multi-spindle rod automats of 1Б2656К.

## Мова програмування асемблер в задачах системного програмування операційної системи Windows

В статті описано особливості можливостей мови асемблера по оптимізації деяких задач системного програмування.

### **файлові операції, операції керування пам'яттю, відображення файлу в пам'яті, вмонтований асемблер**

Системне програмування досить складна область, яка вимагає від розробника глибоких знань функціонування операційної системи. В більшості випадків до програм висуваються доволі жорсткі вимоги до об'єму пам'яті, яка використовується і до швидкодії самих програм [2]. Все це потребує високого ступеню оптимізації цих програм, як за швидкістю так і керуванням пам'яттю. Покращення показників працюючих програм можливе лише у тому випадку, якщо чітко уявляти можливості операційної системи по оптимізації програмного забезпечення.

Метою розробки є визначення позитивних моментів оптимізації задач системного програмування в ОС Windows. Оптимізація в застосуванні до процесу розробки і налагодження програм означає покращення характеристик роботи програмного продукту. Це є комплексом заходів по підвищенню продуктивності програм.

В умовах жорсткої конкуренції питання продуктивності є важливою умовою успіху чи невдачі програми на ринку програмних продуктів. Без серйозної роботи над покращенням продуктивності програмного коду не можна забезпечити конкурентоздатність додатку [1].

Процес оптимізації програмного забезпечення ускладнюється тим, що важко піддається алгоритмізації. Не існує єдиного критерію оптимізації.

У системному програмуванні вирішуються задачі з керування файловою системою, пам'яттю і процесами, міжпроцесорними комунікаціями, мережними з'єднаннями та інші з використанням інтерфейсу прикладного програмного забезпечення, а саме за допомогою функцій WIN API 32-розрядних операційних систем Windows [3]. Розглянемо деякі аспекти оптимізації подібних задач за допомогою мови програмування низького рівня асемблера.

Файлові операції та операції керування пам'яттю значною мірою впливають на продуктивність багатьох програмних продуктів, тому доцільно працювати над підвищенням ефективності їх виконання.

Файлові операції копіювання, переміщення, пошуку та видалення файлів та каталогів можна виконувати як з використанням бібліотечних функцій C++.NET, так і за допомогою функцій інтерфейса WIN API операційної системи [4]. Продуктивність виконання переважно залежить від алгоритма реалізації файлових операцій. Наприклад, на продуктивність операції копіювання файлів суттєвий вплив має розмір буфера пам'яті для зчитування/запису, спосіб організації даних, що зберігаються в пам'яті, кількість байтів, що пересилаються або копіюються.

Дуже часто під час копіювання одного файла в інший потрібне перетворення даних. Програмна реалізація такого перетворення суттєво впливає на продуктивність програми. Вмонтований асемблер дозволяє виконати ефективно перетворення даних з мінімальною втратою продуктивності. Крім того, асемблер дозволяє написати специфічні алгоритми обробки та перетворення, які, наприклад, в C++ реалізувати складно, використовуючи тільки бібліотечні функції.

Засоби розробки на асемблері дозволяють створювати швидкі утіліти командного рядку (консольні додатки). Використання в таких утілітах системних викликів Windows дозволяє виконати багато складних функцій (копіювання файлів, функції пошуку й сортування, обробка та аналіз математичних виразів і т.і.) з дуже високою швидкодією.

Покажемо на простих прикладах деякі методи оптимізації задач системного програмування.

Розглянемо метод оптимізації додатків для реалізації можливостей зручного маніпулювання даними. В наведеному фрагменті показано, як можна оптимізувати за швидкістю обробку великих масивів даних.

Нехай у вихідному текстовому файлі необхідно замінити символи прогаліни символами плюса та зберегти копію файла під іншим ім'ям. Припустимо, що в якості файла джерела використовується текстовий файл з ім'ям readfile, а в якості файла приймача – writefile. Заміну символів виконаємо за допомогою блоку асемблерних команд. Вихідний текст консольного додатку наведемо у наступному лістингу.

```
#include "stdafx.h"
#include <stdio.h>
int main(int argc, _tchar* argv[])
{
    FILE *fin, *fout;
    char buf[256];
    int bRead, bWritten;
    if ( (fin=fopen( "d:\\readfile", "r"))==NULL )
    {
        printf( "The file 'readfile' was not opened\n" );
        exit(1);
    }
    if ( (fout=fopen( "d:\\writefile", "w+"))==NULL )
    {
        printf( "The file 'writefile' was not opened\n" );
        exit(1); }
    while ((bRead=fread(buf, sizeof(char), sizeof(buf), fin))>0)
    {
        _asm {
            mov     ECX, bRead
            lea     ESI, buf
            mov     AL, ' '
            next_ch:
            cmp     BYTE PTR [ESI], AL
            je      repl
            inc     ESI
            dec     ECX
            jnz     next_ch
            jmp     ex
            repl:
            mov     [ESI], '+'
            inc     ESI
            dec     ECX
            jnz     next_ch
            ex:
        };
        bWritten=fwrite(buf, sizeof(char), bRead, fout);
    };
    fclose(fin);
    fclose(fout);
    return 0;
}
```

Асемблерний блок виконує перетворення наступним чином: в регістр ESI завантажуються адреса буферу пам'яті, де знаходяться зчитані дані. Регістр ECX вміщує

кількість байтів, які необхідно обробити. Символ, який замінюємо, тобто проміжок, знаходиться у регістрі AL. У кожній ітерації виконується порівняння символів у пам'яті і в регістрі AL. Якщо символи однакові, то на місце проміжку в буфер пам'яті записується символ плюса, і виконується перехід до наступної ітерації. Адреса елемента в буфері пам'яті інкрементується, а лічильник символів декрементується:

```
cmp    BYTE PTR [ESI], AL
je     repl
inc    ESI
dec    ECX
jnz    next_ch
```

У випадку нерівності символів виконується перехід до наступної ітерації одночасно з інкрементом адреси у регістрі ESI.

Вміст буферу пам'яті після перетворення зберігається у новому файлі з дескриптором fout.

```
bWritten= fwrite(buf, sizeof(char), bRead, fout)
```

За допомогою асемблера можливо створювати досить складні алгоритми обробки даних з файлів.

Жоден з додатків не обходиться без маніпуляцій з пам'яттю. Мова С++ має функцію malloc і оператор new для роботи з пам'яттю. У більшості випадків програмістам достатньо цих засобів. Але деякі задачі потребують більш гнучкого контролю над використанням пам'яті. У цьому випадку дуже зручною виявляється функція прикладного інтерфейсу WIN API VirtualAlloc. Ця функція дуже широко застосовується і порівняно з бібліотечною функцією malloc має цілий ряд переваг.

На відміну від malloc, функція VirtualAlloc дозволяє виділити частину пам'яті, яка вирівняна за межею сторінки і якій можна привласнити атрибути доступу (тільки читання, читання/запис, дозвіл виконання програмного коду і т.і.). Це дозволяє додатку виконувати обробку даних з максимальною швидкістю. Крім цього, функція VirtualAlloc може резервувати пам'ять без її фізичного виділення, що знижує навантаження на операційну систему в цілому.

Інший приклад пов'язаний з використанням функції розподілу пам'яті VirtualAlloc в операціях копіювання. Копіювання виконується у блоці асемблерних команд, причому використовуються команди рядкових примітивів з префіксом повторення rep. Це дозволяє виконати операцію максимально швидко. Вихідний текст програми, в якій використовуються переваги як функції VirtualAlloc, так і асемблерних команд рядкових примітивів, наведено в наступному лістингу.

```
#include "stdafx.h"
#include <windows.h>
#include <time.h>
int main(int argc, _tchar* argv[])
{
    int* src=NULL;
    int* dst=NULL;
    printf(" VirtualAlloc copying with ASM EXAMPLE\n\n");
    srand((unsigned)time(NULL));
    src=(int*)VirtualAlloc(NULL, 10, MEM_COMMIT, PAGE_READWRITE);
    int* bsrc=src;
    dst=(int*)VirtualAlloc(NULL, 10, MEM_COMMIT, PAGE_READWRITE);
    printf("\nsrc:");
    for(int cnt=0; cnt<10; cnt++)
    {
        *src=rand();
        printf("%d", *src);
        src++;
    }
}
```

//Копіювання виконується з великою швидкістю наступними асемблерними командами

```
_asm {
    mov ESI, bsrc
    mov EDI, dst
    mov ECX, 10
    cld
    rep movsd
}
printf("\n\ndst :");
for (int cnt=0; cnt<10; cnt++)
{printf("%d", *dst);
dst++;
}
VirtualFree(bsrc, 0, MEM_RELEASE);
VirtualFree(dst, 0, MEM_RELEASE);
getchar();
return 0;
}
```

Операційні системи Windows підтримують ще одну досить корисну технологію роботи з файлами. Для операцій використовуються файли, які відображаються в пам'яті. Ця технологія дуже зручна для одночасної обробки файлів декількома процесами. Менеджер віртуальної пам'яті операційної системи дозволяє програмі працювати з файлом так, наче він завантажений в оперативну пам'ять комп'ютера. Для роботи з файлом, відображеному в пам'яті, необхідно виконати наступні кроки:

1. Відкрити файл за допомогою виклику CreateFile.
2. Передати дескриптор файлу функції WIN API CreateFileMapping.
3. Отримати вказівник на буфер пам'яті, де знаходиться файл, за допомогою функції MapViewOfFile.
4. По завершенні роботи з файлом необхідно викликати функцію UnmapViewOfFile.
5. Видалити дескриптор об'єкта відображення файлу та закрити дескриптор файлу за допомогою функції CloseHandle.

Застосування відображення файлу в пам'ять забезпечує високу продуктивність, якщо скористатись вмонтованим асемблером.

Отже, розглянуто одночасне використання вмонтованого асемблера і мови високого рівня (C++.NET) для написання класичних Windows-додатків процедурно-орієнтованого типу. Розробка таких програм зручна завдяки швидкості налагодження. Оскільки процедура розробляється в тілі основної програми, то не потрібно спеціальних засобів для її компоновки з головною програмою. Також не потрібно піклуватись про порядок передачі параметрів та про відновлення стеку. До недоліків цього методу оптимізації можна віднести деякі обмеження, котрі накладає середовище програмування на роботу асемблерних модулів, а також те, що процедури, розроблені на вмонтованому асемблері, не можна перетворити на зовнішні окремі модулі.

На основі всього вищевикладеного можна зробити висновок, що мова асемблера найкраще підходить для оптимізації деяких частин великого програмного проекту, який написано на мові високого рівня. Застосування асемблера – це один з найбільш дійових методів оптимізації програм і традиційні його переваги - компактність та швидкість виконання програмного коду можуть бути корисними при розв'язанні задач системного програмування.

В перспективі подальших розробок планується розглянути використання асемблера в задачах об'єктно-орієнтованого програмування.

## Список литературы

1. Юрий Магда Ассемблер. Разработка и оптимизации Windows-приложений.- СПб : БХВ-Петербург, 2003.
2. Кип Р. Ирвин Язык ассемблера для процессоров Intel. 4-е издание.: Пер. С англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2005.
3. Вильямс А. Системное программирование в Windows 2000 для профессионалов.-СПб.:Питер, 2001.
4. Юрий Магда Использование ассемблера для оптимизации программ на C++.- СПб : БХВ-Петербург, 2004.

В статье описаны особенности возможностей языка ассемблера по оптимизации некоторых задач системного программирования.

Peculiarities of the assembler language features concerning optimizations of some tasks in system programming are described in the article.

## Дослідження кульового млина, що подрібнює піски класифікатора, по каналу розрідження пульпи

В статті приведені результати дослідження кульового млина, що подрібнює піски класифікатора, по каналу розрідження пульпи. Показано, що похибка ідентифікації співвідношення руда/вода не приводить при регулюванні до зміни режиму агрегату. Не допустимо в якості керуючого діяння використовувати зміну витрати води, яка подається безпосередньо у кульовий млин.

**кульовий млин, розрідження пульпи, піски класифікатора, перехідні процеси, частотні характеристики, керуюче діяння**

Подрібнювання руди є одним з основних технологічних процесів на магнітозбагачувальних фабриках, оскільки забезпечує продуктивність і розкриття мінералу. Його в основному здійснюють у кульових млинах. В той же час на дану технологічну операцію витрачається до 50% всіх енергетичних затрат і велика кількість металу у вигляді зношених мелючих тіл і футерівки. Особливо гостро це проявляється в достатньо широко розповсюдженому в Україні циклі подрібнення, який складається з стрижневого млина, двоспирального класифікатора і кульового млина, що працює в замкнутому циклі, оскільки в таких схемах основне навантаження припадає на кульовий млин. Серед основних технологічних параметрів кульового млина одним з важливих є розрідження пульпи, яке необхідно підтримувати на заданому рівні в конкретних умовах експлуатації. Це зв'язано з тим, що розрідження пульпи визначає умови роботи куль і транспортування матеріалу. Оптимальну продуктивність кульового млина, при якій забезпечується максимальний вихід готового продукту, можливо отримати лише при певному навантаженні технологічного агрегату та певному співвідношенні руда/вода [1]. За таких умов енерговитрати на одиницю продукції і витрата металу будуть мінімальними. Отже, при забезпеченні розрідження пульпи на необхідному рівні, що можливо лише в автоматичному режимі, отримуємо ресурсозберігаючу технологію, розширення яких в промисловості передбачається законодавством України. Крім того, дана публікація спрямована на виконання науково-дослідної роботи “Система комп'ютерної ідентифікації співвідношення тверде/рідке при подрібненні пісків класифікатора” (державний реєстраційний номер 0107U005470), яка розв'язує одну з задач даної проблеми. Оскільки таку задачу вирішити не можливо без знання математичної моделі, характеру зміни параметрів розрідження пульпи в кульовому млинні, що подрібнює піски класифікатора, тема є актуальною.

Складність комунікацій кульового млина, що подрібнює піски класифікатора, живлення його напівмкрими в'язкими продуктами, надзвичайно тяжкі умови вимірювання технологічних параметрів, спрямованість зусиль на розв'язання проблем замкнутих циклів подрібнення руди призвели до того, що автоматичною стабілізацією розрідження пульпи в таких кульових млинах, а як наслідок, і дослідженням закономірностей, зв'язаних зі змінами в них даного параметра, практично ніхто не займався. Розроблені принципи і системи автоматичного регулювання [2, 3, 4] для замкнутого циклу подрібнення в даному випадку застосувати не можливо.

Метою даної роботи є теоретичне дослідження закономірностей зміни параметрів і характеристик кульового млина, що подрібнює піски класифікатора, при регулюванні розрідження пульпи.

Стан кульового млина як керованого об'єкта характеризується параметрами: підведеним потоком  $Q_1$ , потоком, що відводить матеріал,  $Q_2$  і запасом матеріалу  $M$ . Якщо допустити, що кульовий млин працює без втрат, то прирощення кількості матеріалу, який накопичується в технологічному агрегаті, дорівнює різниці кількості матеріалу принесеного потоком  $Q_1$  і винесеного потоком  $Q_2$  за час  $\Delta t$ , тобто

$$\Delta M = Q_1 \cdot \Delta t - Q_2 \cdot \Delta t. \quad (1)$$

Поділимо ліву і праву частини рівняння (1) на  $\Delta t$  і перейдемо до границь. При цьому отримаємо

$$\frac{dM}{dt} = Q_1 - Q_2, \quad (2)$$

де  $M$  – маса матеріалу в кульовому млині;

$Q_1$  – масова витрата матеріалу в підведеному потоці;

$Q_2$  – масова витрата матеріалу в потоці, що відводиться.

Співвідношення руда/вода в кульовому млині складається масовою витратою руди та води на вході технологічного агрегату. Якщо погіршиться подрібнюваність вихідної руди, потік пісків з-під першої спіралі двоспірального класифікатора збільшиться. Потік води залишиться на незмінному рівні. Якщо сумарна об'ємна витрата пісків на вході кульового млина при цьому не змінилася, то швидкість просування матеріалу вздовж осі барабана залишиться на тому ж рівні. Однак густини пульпи у млині і потоку, який в нього входить, будуть різними. Тоді рівняння (2) можливо записати у наступному вигляді

$$\frac{dM}{dt} = Q_{V1} \cdot \gamma_{II} - Q_{V2} \cdot \gamma_M, \quad (3)$$

де  $Q_{V1}$ ,  $Q_{V2}$  – відповідно усталена об'ємна витрата пульпи у потоках, що входить і виходить з кульового млина;

$\gamma_M$  – густина пульпи у млині;

$\gamma_{II}$  – густина пульпи в потоці, що входить у кульовий млин.

Рівняння (3) можна записати у вигляді

$$\frac{dM}{dt} + Q_{V2} \cdot \gamma_M = Q_{V1} \cdot \gamma_{II}. \quad (4)$$

Густину пульпи у барабані млина можна виразити через параметри об'єкта

$$\gamma_M = \frac{M_T + M_B}{V} = \frac{M}{F_M \cdot L}, \quad (5)$$

де  $M_T$ ,  $M_B$  – відповідно маса твердого і води в кульовому млині;

$V$  – об'єм матеріалу в кульовому млині;

$F_M$  – поперечний переріз матеріалу в кульовому млині, який не змінюється в процесі роботи;

$L$  – довжина барабана млина.

Підставивши (5) у (4), врахувавши, що  $Q_{V1} = Q_{V2}$ , і, зробивши перетворення, отримаємо

$$\frac{F_M \cdot L}{Q_{V2}} \cdot \frac{dM}{dt} + M = F_M \cdot L \cdot \gamma_{II}, \quad (6)$$

де  $\frac{F_M \cdot L}{Q_{V2}} = T_M$  – стала часу кульового млина.

Густину пульпи  $\gamma_{\Pi}$  в потоці, що входить у кульовий млин, можна виразити через його параметри

$$\gamma_{\Pi} = \frac{\delta_T \cdot Q_{V1T} + \delta_B \cdot Q_{V1B}}{Q_{V1}}, \quad (7)$$

де  $Q_{V1T}$ ,  $Q_{V1B}$  - відповідно об'ємна витрата твердого і води у потоці, що входить у кульовий млин;

$\delta_T$ ,  $\delta_B$  - відповідно густина твердого і води.

Замінімо в (6) добуток  $F_M \cdot L$  на  $T_M \cdot Q_{V2}$ , підставимо в (6) вираз (7) і враховуючи, що  $Q_{V1} = Q_{V2}$ , запишемо

$$T_M \cdot \frac{dM}{dt} + M = T_M \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T} + \delta_B \cdot Q_{V1B}), \quad (8)$$

де  $M$  – вихідна величина;

$Q_{V1T}$ ,  $Q_{V1B}$  - вхідні величини.

Рівняння (8) є математичною моделлю кульового млина по каналу розрідження пульпи. При аналізі таких рівнянь звичайно одну змінну рахують величиною постійною. Тоді розв'язують диференціальне рівняння відносно вихідної величини  $M$  при ступінчастій зміні іншої вхідної величини. Рівняння (8) можливо аналізувати таким чином. Однак необхідно зауважити, що змінні  $Q_{V1T}$  і  $Q_{V1B}$  разом з їх коефіцієнтами  $\delta_T$  і  $\delta_B$  є складовими співвідношення руда/вода

$$K_{P/B} = \frac{\delta_T \cdot Q_{V1T}}{\delta_B \cdot Q_{V1B}}. \quad (9)$$

Отже, по значенням  $Q_{V1T}$  і  $Q_{V1B}$ , враховуючи незмінність  $\delta_T$  і  $\delta_B$ , можна судити про співвідношення руда/вода у вхідному потоці пульпи.

Розв'язком (8) є рівняння

$$M = T_M \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T} + \delta_B \cdot Q_{V1B}) \cdot \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_M}} \right), \quad (10)$$

де  $t$  – поточний час.

Рівняння (10) характеризує зміну маси матеріалу в кульовому млині в часі при подачі на його вхід ступінчастого діяння – зміни витрати твердого або води. При роботі даного циклу подрібнення руди витрата твердого виступає скоріше як перешкода, вона змінитись миттєво не може, тому в (10) вхідною величиною фактично буде зміна витрати води  $Q_{V1B}$ . Будь-яка зміна витрати води в усталеному режимі буде відповідати новому значенню співвідношення руда/вода. Тому маса матеріалу в кульовому млині в різних усталених режимах однозначно характеризує співвідношення руда/вода у вхідному потоці.

Відповідно рівнянню (8) можна визначити передавальні функції кульового млина по керуючому діянню – по об'ємній витраті твердого та об'ємній витраті води, а по ним – комплексні передавальні коефіцієнти та амплітудні частотні характеристики. У цих виразах добутки  $T_M \cdot \delta_T = K_T$  і  $T_M \cdot \delta_B = K_B$  являють собою передавальні коефіцієнти керованого об'єкта відповідно по об'ємній витраті твердого і води.

Амплітудні частотні характеристики кульового млина по об'ємній витраті твердого і води відповідно будуть дорівнювати

$$A_{V1T}(\omega) = \frac{T_M \cdot \delta_T}{\sqrt{T_M^2 \cdot \omega^2 + 1}}; \quad (11)$$

$$A_{V1B}(\omega) = \frac{T_M \cdot \delta_B}{\sqrt{T_M^2 \cdot \omega^2 + 1}}. \quad (12)$$

Розглянемо поведінку керованого об'єкта в різних експлуатаційних умовах на прикладі кульового млина МШР 4,0 x 5,0, який працює в такому циклі подрібнення пісків класифікатора в ПГЗК. В умовах ПГЗК циркулююче навантаження не повинно перевищувати 700%, в середньому воно складає 250...350%. Густина пульпи у розвантаженні кульового млина підтримується в межах 2350...2450 г/л, густина твердого в середньому складає 3,3 г/см<sup>3</sup> [5]. В умовах рудозбагачувальної фабрики НКГЗК в експериментах витрата пісків в такому ж циклі подрібнення руди змінювалась від 120 т/год до 775 т/год, основний масив точок був розташований в діапазоні 300...600 т/год [6]. Отож, типовими або імовірними режимами роботи кульового млина можна рахувати при навантаженнях по твердому 120 т/год, 300 т/год, 450 т/год, 600 т/год, 775 т/год при співвідношенні руда/вода 5,2. Технічні характеристики кульового млина МШР 4,0 x 5,0: діаметр – 4000 мм; довжина – 5000 мм; робочий об'єм – 56 м<sup>3</sup>; швидкість обертання – 17,4 об/хв. [7]; заповнення кулями – 45 % робочого об'єму млина [5].

Об'єм куль у барабані млина при 45% заповненні робочого об'єму складає 25,2 м<sup>3</sup>. Об'єм проміжків між кулями в млині буде 9,576 м<sup>3</sup>, оскільки їх об'єм дорівнює 38% об'єму куль [8]. Враховуючи, що матеріал в млині розміщується рівномірно, а довжина барабана складає 5 м, площа його поперечного перерізу буде дорівнювати 1,9152 м<sup>2</sup>. Площа поперечного перерізу  $F_M = 1,9152 \text{ м}^2$  і довжина  $L = 5 \text{ м}$  є константами кульового млина МШР 4,0 x 5,0. Оскільки об'ємна витрата матеріалу  $Q_{V1}$  при зміні циркулюючого навантаження змінюється, стала часу кульового млина також буде змінною величиною, яка буде константою у будь-яких ustalених режимах. Змінними також будуть і передавальні коефіцієнти по каналу витрати твердого та води.

Конкретні значення цих параметрів для найбільш характерних режимів роботи приведені в табл.1.

Таблиця 1 – Параметри кульового млина МШР 4,0 x 5,0 для найбільш характерних режимів роботи

Масова продуктивність циклу по піскам, т/год	Об'ємна витрата, м <sup>3</sup> /год		Сумарна об'ємна витрата матеріалу $Q_{V1}$ , м <sup>3</sup> /год	Стала часу кульового млина $T_M$ , с	Передавальні коефіцієнти по витраті	
	твердого $Q_{V1T}$	води $Q_{V1B}$			твердого $K_T$ , г·с/см <sup>3</sup>	води $K_B$ , г·с/см <sup>3</sup>
120	36,37	23,08	59,45	579,9	1913,7	579,9
300	90,91	57,69	148,6	232,0	765,6	232,0
450	136,36	86,54	222,9	154,7	510,5	154,7
600	181,82	115,38	297,2	116,0	382,8	116,0
775	234,85	149,04	383,89	89,8	296,3	89,8

З даних табл.1 видно, що сумарна об'ємна витрата матеріалу в кульовому млині, витрата твердого і води в різних режимах роботи змінюються в широких межах. Стала часу кульового млина може приймати значення від 89,8 с при самих великих циркулюючих навантаженнях до 579,9 с при найменших циркулюючих навантаженнях. В межах основних змін циркулюючого навантаження стала часу змінюється від 116,0 с до 232,0 с, тобто, в два рази. В таких же відносних межах змінюються і передавальні коефіцієнти  $K_T$  і  $K_B$ .

Зміна сталої часу  $T_M$  кульового млина буде приводити до зміни тривалості перехідного процесу в ньому по каналу розрідження пульпи. Для різних характерних режимів роботи кульового млина по (10) можна записати рівняння перехідних процесів.

На рис.1 з врахуванням даних табл. 1 у відповідності з цими рівняннями побудовані перехідні процеси в кульовому млині при подачі вхідного ступінчастого діяння.

З графіків рис.1 видно, що кульовий млин, виведений з рівноваги ступінчастим вхідним діянням, приходять у новий усталений стан за різні проміжки часу. Перехідний процес триває найдовше у випадках найменших піскових навантажень.

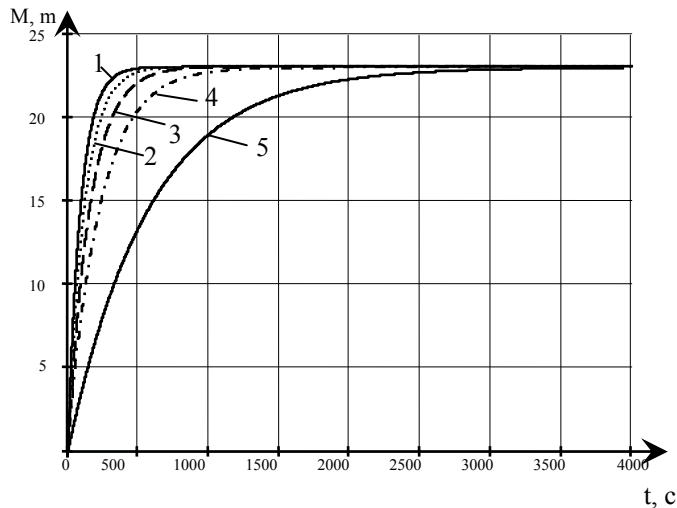


Рисунок 1 - Перехідні характеристики кульового млина в характерних режимах його роботи при різній сумарній об'ємній витраті матеріалу: 1-383,89; 2-297,2; 3-222,9; 4-148,6; 5-59,45 м<sup>3</sup>/год.

Відносно швидко він закінчується при найбільших граничних піскових навантаженнях. При середніх піскових навантаженнях найменша тривалість перехідного процесу складає близько 830 с., найбільша – 1330 с. Враховуючи, що, наприклад, при середньому значенні пісового навантаження 450 м/год матеріал через кульовий млин проходить впродовж 154,8 с., перехідний процес триває значно довше. Це означає, що при відхиленнях на вході кульового млина, на виході ще тривалий час буде невідповідність розрідження пульпи приписаному значенню. Такий стан керованого об'єкта практично не дозволяє

підтримувати задане співвідношення руда/вода на вході кульового млина шляхом подачі води безпосередньо в технологічний агрегат.

Прирівнявши в рівняннях динаміки поточний час  $t = \infty$ , отримаємо рівняння статички кульового млина в характерних режимах роботи по каналу розрідження пульпи. Вони будуть мати вигляд

$$M_1 = T_1 \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T1} + \delta_B \cdot Q_{V1B1}); \quad (13)$$

$$M_2 = T_2 \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T2} + \delta_B \cdot Q_{V1B2}); \quad (14)$$

$$M_3 = T_3 \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T3} + \delta_B \cdot Q_{V1B3}); \quad (15)$$

$$M_4 = T_4 \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T4} + \delta_B \cdot Q_{V1B4}); \quad (16)$$

$$M_5 = T_5 \cdot (\delta_T \cdot Q_{V1T5} + \delta_B \cdot Q_{V1B5}). \quad (17)$$

Рівняння статички кульового млина (13) – (17) однотипні. Тому розглянемо статичку кульового млина по каналу розрідження пульпи на прикладі рівняння (15), яке відповідає самому характерному режиму роботи. Вирази в дужках визначають співвідношення руда/вода на вході кульового млина. Допустимо, що співвідношення руда/вода визначається на вході кульового млина і миттєво встановлюється регулятором. Нехай інформаційний засіб при визначенні співвідношення руда/вода допускає помилки. Тоді на вхід технологічного агрегату будуть подаватись ступінчасті діяння у вигляді змінених значень співвідношень. Після закінчення перехідних процесів в кульовому млині буде встановлене нове значення маси M матеріалу. Зміна M в статичних умовах буде приводити до відхилень (коливань) маси матеріалу в млині. Щоб не порушити нормальний стан роботи технологічного агрегату такі відхилення маси M в ньому не повинні перевищувати  $\pm 3\%$  [9]. Результати моделювання статички

кульового млина по каналу розрідження пульпи наведені в табл.2. В процесі дослідження помилка співвідношення руда/вода  $K_{P/B}$  задавалася зміною об'ємної витрати води при незмінній об'ємній витраті твердого.

Таблиця 2 – Залежність відносної зміни маси матеріалу в кульовому млині від похибки визначення співвідношення руда/вода на його вході

Відносна помилка визначення $K_{P/B}$ , %	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Абсолютне значення $K_{P/B}$	5,200	5,252	5,304	5,356	5,408	5,46	5,512	5,564	5,616	5,668	5,72
Маса $M$ матеріалу в млині, т	23,0707	23,0337	22,9976	22,9622	22,9274	22,8931	22,8599	22,8271	22,7949	22,7633	22,7323
Відхилення маси матеріалу в млині $\Delta M$ , т	0	0,0370	0,0731	0,1085	0,1433	0,1774	0,2108	0,2436	0,2758	0,3074	0,3384
Відносне відхилення маси матеріалу в млині, %	0	0,16	0,32	0,47	0,62	0,77	0,91	1,06	1,20	1,33	1,47

З даних табл.2 видно, що відхилення маси матеріалу в кульовому млині в усталеному режимі значно менші помилок визначення співвідношення руда/вода. При відносній похибці визначення  $K_{P/B}$  в 1% відхилення маси складає всього 0,16%. Всього на 1,47% відхиляється маса матеріалу в кульовому млині при похибці визначення співвідношення руда/вода в 10%. Співвідношення відносних помилок покращується при збільшенні помилки визначення  $K_{P/B}$ . При помилці визначення  $K_{P/B}$  20% помилка відхилення маси складає всього 2,69%. Тобто, точність ідентифікації співвідношення руда/вода практично не впливає на зміну і коливання маси матеріалу в технологічному агрегаті. Інші режими роботи кульового млина дають такі ж результати.

Збурення на вході кульового млина можуть бути викликані як коливаннями вмісту твердого в пульпі і регульовальними діями за витратою води, так і зміною всього потоку пульпи  $Q_{ВП}$ . З рівняння (8) можливо отримати амплітудну частотну характеристику за таких умов. Вона буде дорівнювати

$$A_{ВП}(\omega) = \frac{\dot{M}}{\dot{Q}_{ВП}} = \frac{T_M \cdot \gamma_{П}}{\sqrt{T_M^2 \cdot \omega^2 + 1}}, \quad (18)$$

де  $\gamma_{П}$  - густина пульпи на вході кульового млина.

Амплітудні частотні характеристики визначають фільтруючі можливості кульового млина, що подрібнює піски класифікатора. Вони будувалися за допомогою персонального комп'ютера за залежностями (11), (12) і (18) з використанням даних табл.1. Передавальний коефіцієнт  $K_{П} = T_M \cdot \delta_{П}$  визначався при  $\gamma_{П} = 2,41 \text{ г/см}^3$ . Коефіцієнти  $K_{П}$  при прийнятих витратах пісків приймали значення 216,4; 279,6; 372,8; 559,1; 1397,6 г·с/см<sup>3</sup>.

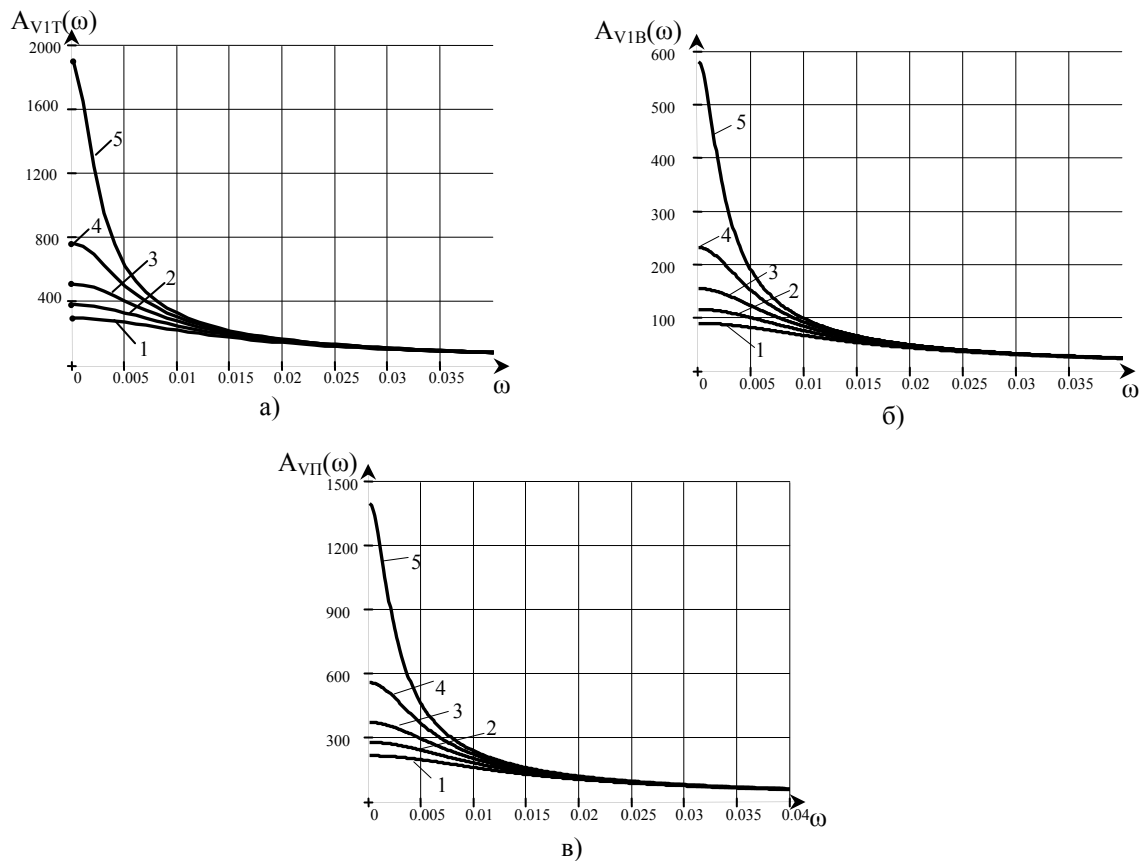


Рисунок 2 - Амплітудні частотні характеристики кульового млина МШР 4,0х5,0 по об'ємній витраті твердого (а), води (б) та пульпи (в) для характерних режимів роботи при різній масовій витраті пісків: 1-775; 2-600; 3-450; 4-300; 5-120 т/год

Амплітудні частотні характеристики кульового млина МШР 4,0 х 5,0 приведені на рис.2. З нього видно, що амплітудні частотні характеристики кульового млина по твердому (рис. 2,а), воді (рис. 2,б) і пульпі (рис. 2,в) однотипні. При малих колових частотах значення характеристик визначається режимом роботи кульового млина. Вони мають розкид даних, які відрізняються в кілька разів в залежності від піскового навантаження. При великих піскових навантаженнях характеристики достатньо рівномірні, тобто, практично з однаковим ефектом пропускають збурення в діапазоні невеликих колових частот. Найсильніше в об'єкті пригнічуються коливання по витраті води. Різниця у відношенні амплітуд вихідного і вхідного сигналів сильно залежить від піскового навантаження до колових частот  $0,01 \text{ с}^{-1}$ . Після частот  $0,02 \text{ с}^{-1}$  піскове навантаження практично не впливає на відношення амплітуд вихідного і вхідного збурюючих впливів. Збурюючі впливи на частотах  $\omega = 3,65 \text{ с}^{-1}$ , які породжуються роботою завиткового живильника, проходять через кульовий млин значно гірше низькочастотних коливань. На цій частоті відношення амплітуд вихідного і вхідного сигналів по твердому складало 0,9, по пульпі – 0,99, по воді – 0,274.

З розглянутого видно, що низькочастотні коливання твердого, породжені умовами подрібнення і роботою класифікатора, достатньо легко проходять через кульовий млин, оскільки довжина хвилі тут набагато більша розміра кульового млина. Такий процес можна порівняти з наближено усталеним режимом роботи, де розрідження пульпи не змінюється. На частотах, що породжуються завитковим живильником, відбувається достатньо велике пригнічення коливань, але відношення амплітуд вихідного і вхідного сигналів ще має суттєве значення. При коливанні твердого і пульпи пригнічення практично однакове і такий режим в кульовому млині не приводить до негативних наслідків розшарування пульпи. Отже, хвилювий процес подачі твердого і пульпи практично не приводить до зміни розрідження матеріалу в кульовому млині, що

переробляє піски класифікатора. Якщо подавати воду в кульовий млин, то цей процес набагато більше пригнічується агрегатом і це стане наслідком розшарування матеріалу.

Таким чином, проведеними дослідженнями встановлено, що похибка ідентифікації співвідношення руда/вода практично не впливає на зміну і коливання маси матеріалу в технологічному агрегаті. Різний характер пригнічення коливань по твердому, пульпі і воді, а також зміна в занадто широкому діапазоні часу перехідних процесів і велика тривалість перехідних процесів не дозволяють в якості керуючого діяння використати зміну витрати води, яка подається безпосередньо у кульовий млин.

На підставі проведених досліджень відкривається можливість обґрунтування точки введення керуючого діяння шляхом зміни витрати води в пісковий продукт для забезпечення необхідного співвідношення руда/вода в кульовому млині, що подрібнює піски класифікатора. Для запобігання негативної дії запізнювання на процес автоматичного управління доцільно в тій же або наближеній точці ідентифікувати параметр співвідношення руда/вода.

## Список літератури

1. Бонч-Бруевич А.М., Быков В.Л., Чинаев П.И. Бесконтактные элементы самонастраивающихся систем.- М.: Машиностроение, 1967.- 292с.
2. А.с. 977022 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ автоматического регулирования плотности пульпы в мельниках рудного самоизмельчения / Е.Е. Андреев, О.Н. Савинов (СССР); Всесоюзный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский и проектный институт механической обработки полезных ископаемых "Механообр".- №3300480 /29-33; Заявлено 05.06.81; Оpubл. 30.11.82, Бюл. №44.
3. А.с. 1688920 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ управления плотностью пульпы в потоках на сливе барабана мельницы /В.И. Дмитриев, Д.А. Клименко, А.Л. Яровицын (СССР); Днепропетровский горный институт им. Артема и Лебединский горно-обогатительный комбинат.- №4728489 /33; Заявлено 14.08.89; Оpubл. 07.11.91, Бюл. №41.
4. А.с. 1563757 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ регулирования соотношения расходов потоков твердой и жидкой фаз в загрузке мельницы /Г.Г. Кононенко, В.В. Дядюра, В.Г. Дейнега, Ю.М. Кайгородцев (СССР); Криворожское отделение Украинского государственного проектного и проектно-конструкторского института "Металургавтоматика".- №4459214 /23-33; Заявлено 21.06.88; Оpubл. 15.05.90, Бюл. №18.
5. Производство концентрата на обогатительной фабрике ОАО "Полтавский ГОК". Технологическая инструкция ТИ 3-01-05.- Комсомольск-на-Днепре: ПГОК, 2005.- 63с.
6. Кондратець В.О., Ткаченко Р.П., Сербул О.М. Дослідження вмісту вологи в пісках спірального механічного класифікатора з метою автоматичного керування технологічним процесом // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету (техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація).- Вип.11.- Кіровоград: КДТУ, 2002.- С.6-10.
7. Разумов К.А. Проектирование обогатительных фабрик.- М.: Недра, 1970.- 592с.
8. Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Изд. 2-е, исп. и доп.- М.: Недра, 1966.- 396с.
9. Гончаров Ю.Г., Давидкович А.С., Гейзенблазен Б.Е., Гуленко Г.В. Автоматический контроль и регулирование технологических процессов на железорудных обогатительных фабриках.- М.: Недра, 1968.- 227с.

В статье приведены результаты исследования шаровой мельницы, измельчающей пески классификатора, по каналу разжижения пульпы. Показано, что ошибка идентификации соотношения руда/вода не приводит при регулировании к изменению режима агрегата. Не допустимо в качестве управляющего воздействия использовать изменение расхода воды, которую подают непосредственно в шаровую мельницу.

In the article the results of research of ball mill, grinding down sands of classifier are resulted in the article, on the channel of dilution of mash. It is rotined that error of authentication of correlation ore/water does not lead at adjusting to the change of the mode of aggregate. It is not possible as managing influence to utilize the change of rate-of-flow, which is given directly in a ball mill.

**О.М. Сербул, канд. техн. наук, В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук,  
В.В. Сидоренко, проф., д-р техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Стендові дослідження системи автоматичної стабілізації витрати води

У статті приведені методика та результати стендових досліджень системи автоматичної стабілізації витрати води в пісковий жолоб класифікатора. Встановлено, що в межах експлуатаційних змін тиск і температура води практично не впливають на точність системи. Відносна похибка дозування склала  $\pm 0,85\%$ .

**система автоматичної стабілізації, стенд, мірна ємкість, відносна помилка дозування, витрата**

Подрібнення вихідної руди на магнітозбагачувальних фабриках є одним з важливих технологічних процесів, оскільки на нього витрачається майже 50 % енергетичних затрат [1]. В Україні найбільшого поширення отримали подрібнювальні агрегати, що включають кульовий млин і спіральний класифікатор, які працюють в замкнутому циклі. У кульових млинах одним з найважливіших технологічних параметрів є розрідження пульпи, яке визначає як умови подрібнення руди, так і транспортування готового продукту. Відхилення розрідження пульпи від необхідного значення приводить до зниження виходу готового продукту та перевитрати електричної енергії, футерівки та куль, що не відповідає реалізації напряму введення ресурсозберігаючих технологій в промисловості, який передбачає законодавство України. Ці ж задачі розв'язуються і в процесі виконання науково-дослідної роботи “Комп’ютерно-інтегрована система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням” (державний реєстраційний номер 0105U008334). А.М. Бонч-Бруєвич, В.Л. Биков, П.І. Чінаєв вказують, що оптимальну продуктивність подрібнювального агрегату, при якій забезпечується максимальний вихід готового продукту, можливо отримати лише при певному завантаженні кульового млина та певному співвідношенні руда/вода [2]. Тому забезпечення автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульовому млині є актуальною задачею.

Зміна циркулюючого навантаження у згаданих циклах подрібнення руди не дозволяє розв'язати дану задачу. Автоматичне регулювання технологічного параметра безпосередньо в барабані кульового млина [3] не забезпечує необхідної точності, оскільки не враховує циркулююче навантаження. Велике транспортне запізнювання, низька точність густиномірів та невідповідність параметрів на вході та виході технологічного агрегату не дозволяють реалізувати системи автоматичного регулювання з контролем густини пульпи в розвантаженні кульового млина [4]. Не відрізняються запізнюванням та формують середовище безпосередньо перед початком технологічного процесу системи автоматичного регулювання заданого співвідношення руда/вода на вході кульового млина. Відмічені переваги привели до розробки кількох підходів автоматичної стабілізації даного параметра, наприклад [5]. Однак аналіз показує, що жодна з запропонованих систем автоматичної стабілізації співвідношення руда/вода по різним причинам реалізованою бути не може. Авторами даної статті запропоновано спосіб автоматичної стабілізації співвідношення руда/вода, який не має відмічених вад [6], однак він потребує автоматичної стабілізації витрати води в

пісковий жолоб класифікатора з достатньо високою точністю, що відповідає похибці не більше  $\pm 1,0\%$ .

Аналіз засобів автоматичної стабілізації витрати води, розглянутих в [7], показав, що вони не забезпечують необхідної точності. Авторами запропонований такий спосіб і пристрій [7, 8], які повинні забезпечити вказану точність стабілізації, а в [9, 10] розроблена теорія даних технічних засобів, однак їх стендові дослідження не здійснювалися.

Метою даної роботи є стендові дослідження створеної системи автоматичної стабілізації витрати води з визначенням відносної похибки та впливу перешкод на результати роботи.

У типовій технологічній схемі циклу подрібнення руди в пісковий жолоб класифікатора необхідно подавати  $24,3 \text{ м}^3/\text{год}$ . При цьому система автоматичної стабілізації витрати води може мати конструктивні дані, наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Конструктивні параметри системи автоматичної стабілізації витрати рідини  $24,3 \text{ м}^3/\text{год}$  в пісковий жолоб класифікатора

Діаметри, мм					Рівень рідини $H$ , мм	Висота поплавка $H_{\text{П}}$ , мм
труби $d_T$	поплавка $d_{\text{П}}$	накопичувача $d_H$	каналу $d_K$	випускного патрубку $d_{\text{ВП}}$		
50	106,5	150	100	63,5	1027,6	110

Фактичне значення витрати води можна визначити шляхом використання мірної ємкості та фіксування часу її заповнення. Об'ємна витрата води, яку забезпечує система автоматичної стабілізації дорівнює

$$Q = \frac{V_{\text{МС}}}{t_3}, \quad (1)$$

де  $V_{\text{МС}}$  – об'єм мірної ємкості;

$t_3$  – час заповнення мірної ємкості.

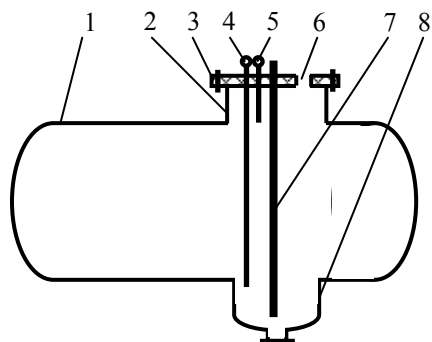
Розрахована витрата води залежить від похибки системи автоматичної стабілізації та похибки самого методу, який характеризується точністю визначення  $V_{\text{МС}}$ , а точніше введеного об'єму  $V_{\text{ВО}}$  рідини, та  $t_3$ . Причому,  $V_{\text{МС}} \cong V_{\text{ВО}}$ . Для оцінки точності системи автоматичної стабілізації витрати води необхідно звести до мінімуму похибку методу, тобто, якомога точніше визначити  $V_{\text{ВО}}$  і  $t_3$ . Шляхами удосконалення методу є реалізація заходів підвищення точності фіксування об'єму, збільшення абсолютного значення об'єму, точності фіксування часу, збільшення часу заповнення об'єму, автоматизація процесу фіксування об'єму та часу. Цим вимогам в основному відповідає мірна ємкість (рис. 1), розроблена для випробування системи автоматичної стабілізації витрати рідини. В якості мірної ємкості використано резервуар 1 зі значним об'ємом  $5 \text{ м}^3$  з нижньою циліндричною камерою 8 діаметром 320 мм. Він має верхню горловину 2 діаметром 455 мм, закриту кришкою 3, в якій встановлені електрод 4 нижнього і 5 верхнього рівня та екран 7, який запобігає випадковому замиканню електродів з водою. Завдяки вузькій циліндричній камері 8 і екрану 7 забезпечується точне фіксування початку відліку об'єму мірної ємкості. Кінець відліку об'єму мірної ємкості також забезпечується точно завдяки порівняно вузькій горловині 2 та екрану 7.

Абсолютна похибка вимірювання об'єму  $\Delta V$  визначається залежністю

$$\Delta V = \Delta h_1 S_{\text{ЦК}} + \Delta h_2 S_{\text{Г}}, \quad (2)$$

де  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  – відповідно висота хвилі в циліндричній камері і горловині при заповненні мірної ємкості;

$S_{\text{ЦК}}$ ,  $S_{\text{Г}}$  – відповідно площі поперечного перерізу циліндричної камери і горловини.



- 1 – резервуар;
- 2 – горловина;
- 3 - електроізоляційна кришка;
- 4 – електрод нижнього рівня;
- 5 – електрод верхнього рівня;
- 6 – отвір для встановлення системи стабілізації витрати води;
- 7 – екран;
- 8 – циліндрична камера

Рисунок 1 – Мірна ємкість

Дослідження показали, що при заповненні мірної ємкості водою з системи автоматичної стабілізації витрати створюється хвильовий процес. Середня висота хвилі в основному складає 10 мм і практично однакова у циліндричній камері та горловині, тобто,  $\Delta h_1 = \Delta h_2 = \Delta h$ . З врахуванням цього залежність (2) прийме вигляд

$$\Delta V = \Delta h (S_{цк} + S_T). \quad (3)$$

Замикання ланцюга електрод-вода-резервуар відбувається випадково. Тобто, електрод може з'єднатись з вершиною гребня хвилі, впадиною або в іншій точці хвилі. Імовірність замикання електрода з будь-якою точкою хвилі однакова. Тому дисперсія абсолютного відхилення рівня води в циліндричній камері, яка характеризує похибку, буде дорівнювати 5 мм. Абсолютна похибка в об'ємі складе  $0,009438 \text{ м}^3$ . Відносна помилка визначення об'єму в циліндричній камері або горловині складе 11,74 %, а загальна – 0,189 %.

Час заповнення можна визначати у відповідності з частотою змінного струму в електричній мережі, яка дорівнює 50 Гц і підтримується достатньо точно. Максимальна похибка буде характеризуватись одним неврахованим імпульсом в залежності від фази замикання контакту водою і фазою початку хвилі напруги в електричній мережі. Ця похибка буде дорівнювати

$$\Delta t_{e1} = \frac{0,02 \cdot Q_{II}}{V_{MC}} \cdot 100\% = 2 \cdot \frac{Q_{II}}{V_{MC}}, \% \quad (4)$$

де 0,02 – тривалість одного періоду коливань в електричній мережі, с;

$Q_{II}$  – витрата, яку забезпечує система автоматичної стабілізації,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

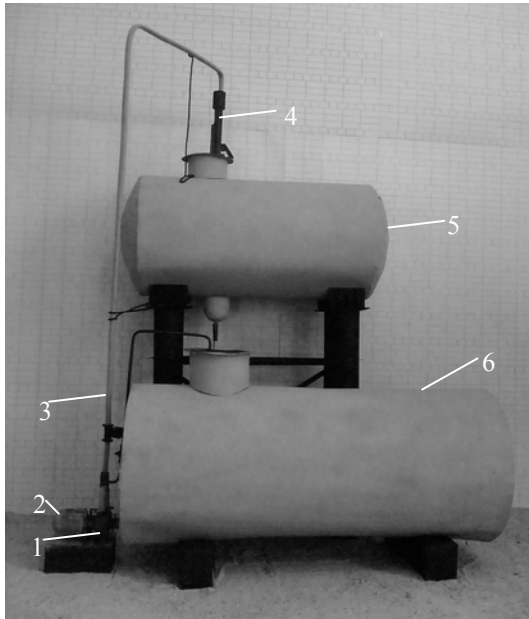
З врахуванням похибки в часі, що виникає в циліндричній камері і горловині, відносну похибку визначення часу заповнення мірної ємкості можна подати у вигляді

$$\Delta t_{e3} = \frac{4 \cdot Q_{II}}{V_{MC}}, \% \quad (5)$$

Відхилення в часі  $\Delta t$  також є випадковою величиною і будуть характеризуватись дисперсією, яка визначає похибку вимірювання часу заповнення мірної ємкості. Для даного випадку  $\Delta t$  складає 0,02 с, а максимальна абсолютна помилка  $t_{e3} = 0,04$  с. Дисперсія буде дорівнювати  $\sigma_t = 0,0133$  с, а абсолютна помилка визначення часу при довірчій імовірності у  $\pm 3\sigma_t$  дорівнює 0,324 %.

На похибку визначення витрати води, що забезпечується системою автоматичної стабілізації, може впливати також її температура. При певній температурі навколишнього середовища мірна ємкість, виготовлена зі сталі, прийме певний об'єм. Конкретний об'єм при цій же температурі буде мати і вода об'ємом  $V_{MC}$  при базовому рівні температури + 20°C. Порівняння цих об'ємів при різних значеннях температури показує, що різниця зовсім невелика. Невідповідність об'єму води і об'єму мірної ємкості складає лише 0,05 %, що дозволяє знехтувати впливом цього фактору.

Як видно, похибки визначення об'єму введеної води у мірну ємкість та часу її заповнення достатньо малі і ними можна в першому наближенні знехтувати,



1 – насос; 2 – електродвигун; 3 – магістральний трубопровід; 4 – система автоматичної стабілізації витрати води; 5 – мірна ємкість; 6 – резервуар

Рисунок 2 – Стенд для проведення експериментів

виготовлено стенд (рис. 2), базовим елементом якого є мірна ємкість (рис. 1), і панель автоматики (рис. 3). Стенд (рис. 2) вміщує два насосних агрегати типу К-50-32-125-С, які мають насос 1 і електродвигун 2. Кожний агрегат забезпечує продуктивність 12,5 м<sup>3</sup>/год і підйом води на висоту 20 м. Разом два агрегати забезпечують продуктивність 25 м<sup>3</sup>/год, яка дещо більша витрати води, що забезпечується системою автоматичної стабілізації 4. Вода насосами 1 подається по магістральному трубопроводу 3 в систему автоматичної стабілізації витрати, а далі – в мірну ємкість 5. Після експерименту вода зливається в резервуар 6. Об'єм мірної ємкості складає 5 м<sup>3</sup>, а резервуара – 7 м<sup>3</sup>.

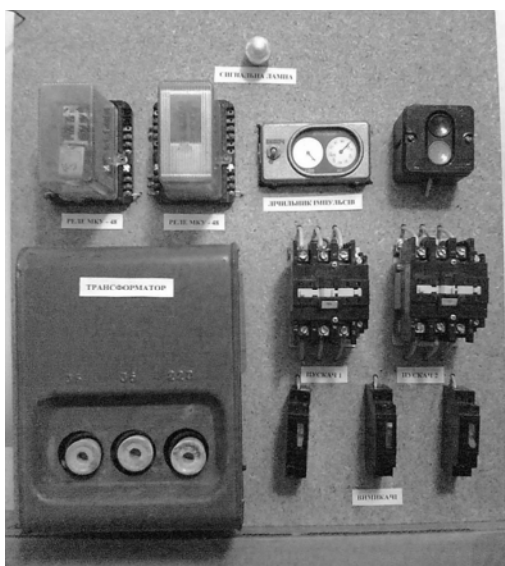


Рисунок 3 – Панель автоматики

визначаючи розрахункову витрату води за формулою  $Q = V_{BO} / t_3$  з достатньо високим наближенням. Більш точне визначення витрати води системою автоматичної стабілізації можна здійснити за залежністю

$$\sigma_{II} = \sqrt{\sigma_e^2 - \sigma_m^2}, \quad (6)$$

де  $\sigma_{II}$ ,  $\sigma_e$ ,  $\sigma_m$  – відповідно середні квадратичні відхилення системи автоматичної стабілізації витрати, експерименту та методу.

Середнє квадратичне відхилення  $\sigma_{II}$  характеризує безпосередньо похибку системи автоматичної стабілізації витрати води. Середнє квадратичне відхилення  $\sigma_e$  визначається з експерименту, де розраховану витрату води визначають за формулою  $Q = V_{BO} / t_3$ , вважаючи, що  $t_3$  і  $V_{BO}$  – час заповнення і кількість введеної рідини визначають без похибки. Середнє квадратичне відхилення  $\sigma_m$  характеризує помилку визначення  $V_{BO}$  і  $t_3$ .

Для проведення дослідів було виготовлено стенд (рис. 2), базовим елементом якого є мірна ємкість (рис. 1), і панель автоматики (рис. 3). Стенд (рис. 2) вміщує два насосних агрегати типу К-50-32-125-С, які мають насос 1 і електродвигун 2. Кожний агрегат забезпечує продуктивність 12,5 м<sup>3</sup>/год і підйом води на висоту 20 м. Разом два агрегати забезпечують продуктивність 25 м<sup>3</sup>/год, яка дещо більша витрати води, що забезпечується системою автоматичної стабілізації 4. Вода насосами 1 подається по магістральному трубопроводу 3 в систему автоматичної стабілізації витрати, а далі – в мірну ємкість 5. Після експерименту вода зливається в резервуар 6. Об'єм мірної ємкості складає 5 м<sup>3</sup>, а резервуара – 7 м<sup>3</sup>. Автоматизація процесів вимірювання у стенді забезпечується панеллю автоматики (рис. 3). Тут же розташовані засоби керування стендом.

Стенд готовий до роботи при закритому зливному вентилі мірної ємкості. Про включенні насосів 1 (рис. 2) за допомогою панелі автоматики (рис. 3) з резервуара 6 по магістральному трубопроводу 3 вода подається в систему автоматичної стабілізації витрати води 4, заповнює її і витікає в мірну ємкість 5. За цей початковий час встановлюється нормальний режим руху рідини в системі автоматичної стабілізації витрати 4. Після підходу рівня води до електрода нижнього рівня 7 (рис. 1) замикається електричне коло вимірювання часу і починається заповнення вимірюваного об'єму рідини, який дорівнює 5 м<sup>3</sup>. Коли в мірну

ємкість надійде 5 м<sup>3</sup> води замкнеться електрод 5 (рис. 1) верхнього рівня, фіксуючи як введений об'єм рідини, так і час заповнення. Це також є сигналом для відключення насосів за допомогою панелі автоматики і видалення води з мірної ємкості в резервуар відкриванням зливного вентиля. Стенд після стікання рідини і закриття зливного вентиля готовий до проведення наступного експерименту.

Засоби, якими обладнано стенд, дозволяють фіксувати тиск води в магістралі і її температуру. Для зміни тиску води в магістралі в дослідах її частина могла направлятися, не поступаючи в систему автоматичної стабілізації витрати, в резервуар. Для цього передбачено лінію відведення води з вентиляем. Температура води змінювалася в залежності від умов навколишнього середовища, що забезпечувалося достатньо довгою тривалістю випробувань і вибором пори року – з 12.04.2005 р. по кінець липня 2005 р.

Стенд працює в напівавтоматичному режимі роботи. Панель автоматики (рис. 3) реалізує електричну схему (рис. 4). В якості лічильника імпульсів використано пристрій СБ-1М/100, реле Р1 і Р2 – МКУ-48, електромагнітних пускачів – ПМЛ-4 1000×4В. В стенді встановлені агрегати з трифазними електродвигунами типу АИР 80В 2ЖУ2, які здійснюють 2850 об/хв. і їх вали прямо з'єднані з валами відцентрових насосів.

Перед початком роботи вмикають на панелі автоматики автоматичні вимикачі, які подають живлення на трансформатор, випрямляч живлення реле, ланцюг керування приводами насосів. Цю операцію виконують після подачі напруги на панель автоматики, про що свідчить загоряння сигнальної лампочки. Після цього натискають

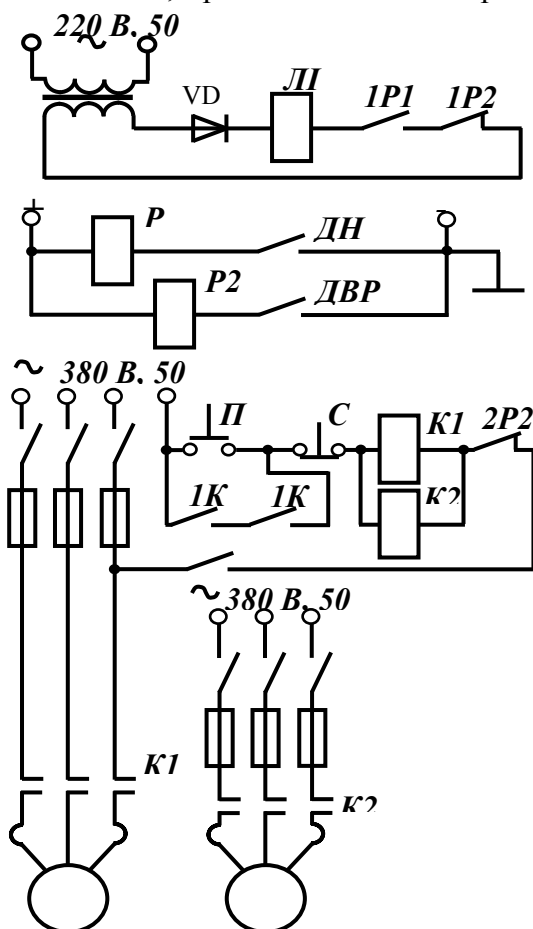


Рисунок 4 – Електрична схема автоматизації процесів у стенді для випробування системи стабілізації витрати води у кульовий млин

кнопку “Пуск” на кнопочній станції (рис. 3). Електромагнітні пускачі К1 і К2 (рис. 4) спрацьовують і стають на самоблокування, замикаючи контакти 1К1 і 1К2. В такому режимі насоси можуть працювати як завгодно довго. Аварійну чи планову зупинку можна здійснити натисканням кнопки “Стоп”.

При проведенні експерименту закривають зливний вентиль, попередньо встановивши необхідний тиск води в магістралі. В нормальному режимі роботи електродвигунів і насосів вода починає заповнювати мірну ємкість. При замиканні з електродом нижнього рівня ДНР спрацьовує реле Р1, вмикаючи лічильник імпульсів ЛІ контактом 1Р1, який замикається (рис. 4). Лічильник імпульсів визначає час заповнення мірної ємкості водою. При замиканні з електродом верхнього рівня ДВР спрацьовує реле Р2, яке відмикає лічильник імпульсів контактом 1Р2 і зупиняє насоси контактом 2Р2. На табло лічильника по положенню стрілок можна відрахувати кількість імпульсів. Час спрацювання реле Р1 і Р2 вибрано однаковим, що гарантує не внесення похибок у визначення часу заповнення мірної ємкості. При відкриванні зливного вентиля вода протікає в резервуар, електрод верхнього рівня

вивільняється від рідини, реле P2 знеструмлюється, контакти 1P2 і 2P2 повертаються у замкнутий стан, а схема – у вихідне положення. Вона готова до нового експерименту після закінчення витікання води і закривання зливного вентиля.

В експериментах об'єм мірної ємкості  $V_{MC}$  не змінювався і дорівнював  $5 \text{ м}^3$ , час заповнення визначався по числу імпульсів  $n_i$ , а витрата системи автоматичної стабілізації визначалася за формулою

$$Q_{II} = 18 \cdot 10^4 \frac{V_{MC}}{n_i}, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (7)$$

Похибка визначення  $Q_{II}$  виникає в наслідок зміни умов дозування системою автоматичної стабілізації витрати рідини та коливань зафіксованих об'ємів  $V_{BO}$  води в окремих експериментах, які не точно відповідають об'єму мірної ємкості. Певний вплив здійснюють і неточності фіксування часу заповнення мірної ємкості.

В процесі дослідження було проведено 120 експериментів при різних значеннях тиску води в магістралі та її температури. Температура навколишнього середовища і рідини змінювалася від  $5^\circ\text{C}$  до  $45^\circ\text{C}$ , тиск рідини – від 0,34 до 0,45 МПа. Дані експериментів заносилися в робочий журнал.

В процесі обробки експериментальних даних методами математичної статистики отримано рівняння регресії

$$Q_P = -2 \times 10^{-11} Q_{II} + 24,3, \quad (8)$$

де  $Q_P$  – розрахункова (проектна) витрата води системою автоматичної стабілізації,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$Q_{II}$  – витрата води, яка мала місце в експерименті,  $\text{м}^3/\text{год}$ .

Коефіцієнт кореляції по витратам склав  $r_B = 1,82 \times 10^{-14}$ . Його мале значення викликано тим, що вимірювання здійснювалися лише при одному значенні витрати води і не охоплювали певний достатньо широкий діапазон її зміни. Встановлено, що на систему автоматичної стабілізації витрати води практично не впливають температура та тиск рідини в діапазоні їх зміни.

Методом дисперсійного аналізу оцінювалися точнісні показники системи автоматичної стабілізації витрати води. Середнє квадратичне відхилення витрати води за результатами експериментів дорівнює  $\sigma_Q = 0,0678557 \text{ м}^3/\text{год}$ . Оцінимо похибку помилки визначення витрати води  $\sigma_{\sigma_Q} = 0,0043984 \text{ м}^3/\text{год}$ . Встановимо довірчий інтервал помилки

визначення витрати води з імовірністю 0,995 ( $t = 2,85$ ). При цьому маємо  $\sigma_Q \pm t \frac{\sigma_{\sigma_Q}}{\sqrt{120}}$ ,

візьмемо його праве значення  $+\sigma_Q = 0,069 \text{ м}^3/\text{год}$ . За законом Гауса потроєному значенню середньої квадратичної похибки відповідає довірна імовірність 0,9973. В даному випадку  $3\sigma_Q = 0,207 \text{ м}^3/\text{год}$ , а відносна похибка автоматичної стабілізації витрати води склала  $\pm 0,85 \%$ , що відповідає умовам роботи в системі автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульовому млині.

Таким чином, в процесі стендових досліджень системи автоматичної стабілізації витрати води встановлено, що на точність дозування рідини практично не впливають температура і тиск в межах їх експлуатаційних коливань. Відносна похибка автоматичної стабілізації витрати води склала  $\pm 0,85 \%$ , що значно менше допустимого рівня  $\pm 1,0 \%$ .

На підставі проведених досліджень створюється можливість розробки системи автоматичного регулювання співвідношення руда/вода на вході кульового млина, яка буде відповідати вимогам технологічного процесу.

## Список літератури

1. Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Изд. 2-е, испр. и доп. – М.: Недра, 1966. – 396 с.
2. Бонч-Бруевич А.М., Быков В.Л., Чинаев П.И. Бесконтактные элементы самонастраивающихся систем. – М.: Машиностроение, 1967. – 292 с.
3. А. с. 977022 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ автоматического регулирования плотности пульпы в мельнице рудного самоизмельчения /Е.Е. Андреев, О.Н. Савинов (СССР); Всесоюзный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский и проектный институт механической обработки полезных ископаемых “Механообр”. – № 3300480/29-33; Заявлено 05.06.81; Опубл. 30.11.82, Бюл. № 44.
4. А. с. 1688920 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ управления плотностью пульпы в потоке на сливе барабана мельницы /В.И. Дмитриев, Д.А. Клименко и А.Л. Яровицын (СССР); Днепропетровский горный институт им. Артема и Лебединский горно-обогатительный комбинат. – № 4728489/33; Заявлено 14.08.89; Опубл. 07.11.91, Бюл. № 41.
5. А. с. 1563757 СССР, МКИ В 02 С 25/00. Способ регулирования соотношения расходов потоков твердой и жидкой фаз в загрузке мельницы /Г.Г. Кононенко, В.В. Дядюра, В.Г. Дейнега, Ю.М. Кайгородцев (СССР); Криворожское отделение Украинского государственного проектного и проектно-конструкторского института “Металлургавтоматика”. – № 4459214/23-33; Заявлено 21.06.88; Опубл. 15.05.90, Бюл. № 18.
6. Пат. 59644 Україна, МКВ 7 В 03 б 11/00, В 02 с 25/00. Спосіб автоматичної стабілізації розрідження пульпи в млинах з циркулюючим навантаженням /В.О. Кондратець, О.М. Сербул (Україна); Кіровоградський національний технічний університет. – № 2002118758; Заявл. 15.11.2002; Опубл. 15.04.2005, Бюл. № 4.
7. Пат. 62627 Україна, МКВ 7 G 05 D 7/01, В 03 б 11/00. Спосіб автоматичної стабілізації витрат рідини /В.О. Кондратець, О.М. Сербул (Україна); Кіровоградський національний технічний університет. – № 2003043482; Заявл. 17.04.2003; Опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
8. Пат. 74393 Україна, МКВ 7 G 05 D 9/02, G 05 D 7/01. Пристрій автоматичної стабілізації витрат рідини /В.О. Кондратець, О.М. Сербул (Україна); Кіровоградський національний технічний університет. – № 2003043879; Заявлено: 25.04.2003; Опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12.
9. Сербул О.М., Кондратець В.О. Теоретичне дослідження гідравлічного перетворювача потоку рідини як регульованого об'єкта системи стабілізації витрат //Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету (техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – Вип. 12. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 325-330.
10. Кондратець В.О., Сербул О.М. Теоретичні дослідження статичної інваріантності САР рівня рідини в гідравлічному перетворювачі //Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету (техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – Вип. 13. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 251-257.

В статье приведены методика и результаты стендовых исследований системы автоматической стабилизации расхода воды в песковый желоб классификатора. Установлено, что в диапазоне эксплуатационных изменений давление и температура воды практически не влияют на точность системы. Относительная погрешность дозирования составила  $\pm 0,85\%$ .

In article are brought methods and results of the stand studies of the system of automatic stabilization of the consumption of water in sand chute of the classifier. It is installed that within the range of working change the pressure and the temperature of water practically do not influence upon accuracy of the system. Relative inaccuracy of measure has formed  $\pm 0,85\%$ .

**С.Є. Катеринич, доц., канд. техн. наук, М.І. Черновол, проф., д-р. техн. наук,  
М.О. Свірень, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення надійності сівалки ЗС-3.6А удосконаленням конструкції висівних апаратів

Стаття присвячена підвищенню надійності зернових сівалок та якості висіву шляхом обладнання їх удосконаленими внутрішньорєбристими апаратами. Конструктивно по новому вирішені питання регулювання норми висіву за допомогою зміни розміру висівного вікна дозуючою заслінкою та керування робочим об'ємом. Запропоновано більш раціональну схему внутрішньорєбристого апарата. **внутрішньорєбристий апарат, регульований робочий об'єм, зернові сівалки, висівний диск**

Підвищення технічного рівня зернових рядових сівалок передбачає зростання надійності, продуктивності, універсальності, використання світових досягнень у розробці машин, створення уніфікованих збиральних одиниць (висівних апаратів, механізмів приводу, сошників та ін.) [1].

Аналіз конструкцій зернових рядових сівалок, які вироблялися за останні 20-30 років, показує, що вони не зазнали суттєвих змін. Разом з тим їх модернізація все ж таки проводиться. Але, наприклад, модернізовані висівні апарати з зсувними котушками все одно потребують ретельного регулювання робочої довжини при встановленні на відповідну норму висіву насіння та регулювання передаточного механізму, на що витрачається багато робочого часу. До того ж, в котушкових висівних апаратах швидко зношуються розетки, накладки розеток та бічні поверхні коробок. Це потребує їх заміни у більшості випадках в процесі експлуатації, що викликає певні ускладнення.

В зарубіжних зернових рядових сівалках найбільше використання набули висівні апарати: внутрішньорєбристі з нерегульованою шириною робочої поверхні висівного диску, котушкові штифтові, котушкові жолобчасті з нерухомими котушками та паралельними або нахиленими жолобками та ін. Зазначимо, що ці апарати мають постійний робочий об'єм, їм властиві такі переваги: не потребують індивідуального регулювання, прості за конструкцією, стійкі до спрацювання, мають високу продуктивність та прості в експлуатації.

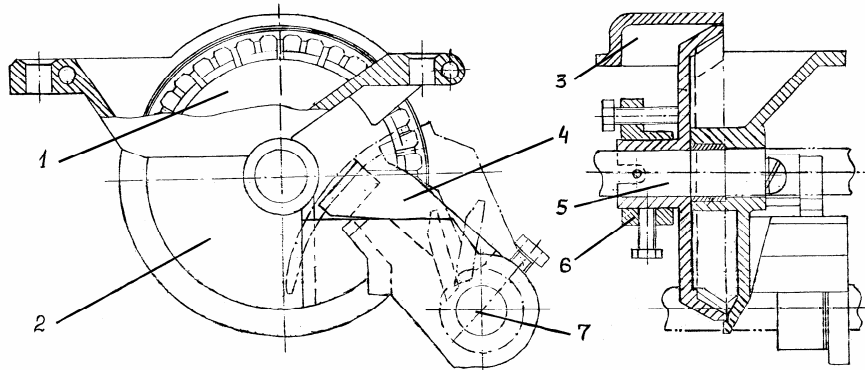
Враховуючи підвищення вимог до продуктивності, надійності та якості висіву зернових, великі площі їх вирощування в Україні, економічно доцільне обладнання зернових сівалок внутрішньорєбристими апаратами. У зв'язку з цим удосконалення конструкції внутрішньорєбристого апарата, визначення його раціональних технологічних, конструктивних параметрів та підвищення показників надійності зернових сівалок і якості їх висіву є безумовно актуальним [2].

В даній роботі в якості об'єктів дослідження обрано модернізовані внутрішньорєбристі висівні апарати (рис.1), якими були обладнані експериментальні сівалки ЗС-3,6 та ЗС-4,2.

Удосконалення конструкції апарата полягає у вирішенні питання регулювання норми висіву за допомогою зміни розміру висівного вікна дозуючою заслінкою, а також можливості керування робочим об'ємом для розширення універсальності запропонованого апарата та їх групового спорожнення від залишків насіння.

На запропоновану конструкцію внутрішньорєбристого висівного апарату рис.1 отримано патент України № 2002053721.

Конструкція апарату дозволяє підвищити надійність та розширити універсальність зернотукових сівалок за якістю висіву насіння не тільки дрібних та середніх розмірів, але й великих, а також забезпечує фіксацію котушки на валу без перекосів, щоб вона могла щільно прилягати до корпусу, або забезпечувати щілину постійної ширини [2, 3].



1 - реберчатий висівний диск; 2- корпус; 3 - кришка; 4 - дозуюча заслінка; 5 - вал приводу висівного диску; 6- втулка кріплення висівного диску; 7- вал приводу заслінки

Рисунок 1 - Загальна схема внутрішньорєбристого висівного апарату модернізованої конструкції

Крім цього розроблена нова конструкція апарату дає можливість забезпечувати необхідні умови для висіву насіння великих розмірів за рахунок збільшення ширини висівного каналу. Збільшення висівного каналу виконується шляхом відведення висівного диску з приводним валом від корпусу апарату на визначену величину для запобігання процесу витікання насіння з апарату яка менше чи дорівнює мінімальній товщині насінин, що висіваються. В конструкції апарату передбачено фіксацію дисків на визначеній відстані від корпусу за допомогою фіксуючого пристрою, тобто збільшення ширини висівного вікна для виконання процесу висіву, а також забезпечення відведення висівних дисків на потрібну відстань для виконання функції групового спорожнення апаратів від насіння.

Внутрішньорєбристий висівний апарат характеризується простотою у виготовленні і експлуатації, меншою кількістю деталей, поліпшенням якості висіву в наслідок створення безперервного і рівномірного потоку насіння, а також його конструктивні рішення дозволяють підвищити строки служби його робочих сполучень у декілька разів за рахунок відсутності поверхонь тертя.

Порівнюючи отримані результати експериментальних випробувань запропонованого внутрішньорєбристого та серійного котушкового апаратів (табл.1), можна зробити висновок про те, що внутрішньорєбристі висівні апарати підвищують показники надійності зернових сівалок, значно поліпшують рівномірність дозування насіння за всіма культурами.

При роботі запропонованого апарату спостерігали відсутність пульсації висіву насіння, і як наслідок більш високу ступінь стійкості його висіву; зменшення нестійкості висіву, збільшення рівномірності висіву насіння між апаратами (відхилення від рівномірності не перевищувало 2.1%).

Аналіз результатів експериментальних випробувань та визначення механічних показників роботи вузлів апарату, залежності дозуючої здатності від частоти обертання диску, розміру висівного вікна, а також випадкових факторів показали:

- висівний диск та дозуюча заслінка практично не контактують з корпусом апарату, що виключає механічне зношування рухомих вузлів;

- ребриста робоча поверхня висівного диску апарата забезпечує надійний технологічний процес винесення посівного матеріалу з корпусу;
- маса насіння, висіяного за один оберт диску апарата, практично не залежить від зміни частоти його обертання і напряду залежить від величини відкриття висівного вікна;
- у повному обсязі, згідно агровиимог, забезпечується та значно розширюється діапазон потрібних норм висіву насіння пшениці, вівса, кукурудзи, соняшнику, та насіння проса;
- апарат удосконаленої конструкції здійснює висів мінімальних норм кожного виду насіння;
- внутрішньоребристі висівні апарати забезпечують високу якість дозування, так нестійкість висіву насіння знаходиться в межах (0,04...0,78%), при допустимому значенні 3%.

Таблиця 1 - Результати лабораторно-польових досліджень експериментальної сівалки ЗС-3,6 та сійної СЗ-3,6А на посіві озимої пшениці «Полесская-70»

Назва показників	Значення показників					
	Експериментальної сівалки ЗС-3,6			СЗ-3,6А		
Норма висіву:						
Всхожого насіння, млн. шт./га	2,04	2,73	3,87	2,78	4,33	5,3
ц/га	1,02	1,28	1,71	1,27	1,98	2,44
Рівномірність розподілення всходів по довжині рядка:						
а) середня відстань, см	3,12	3,06	3,24	3,93	3,26	2,43
б) коефіцієнт варіації, %	52,5	54,2	56,3	112,5	132,3	105,8
Кількість всходів на 1 м <sup>2</sup> , шт	229	334	409	202	293	392
Відносна польова всхожість, %	77,3	81,7	82,9	72,7	73,2	73,4

## Список літератури

1. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – К.: Урожай, 2001. – 340с.
2. Катеринич С.С., Аулін В.В. Визначення технологічних та конструктивних особливостей внутрішньоребристих висівних апаратів // Вісник Харківського держ. техн. університету сільськ. госп. /Техн. сервіс АПК, техніка та техн. у сільськогосп. машинобуд. -Вип. 24. – Харків: ХДТУСГ, 2004.-С.68-73.
3. Катеринич С.С. Дослідження характеру руху насіння в корпусі внутрішньоребристого висівного апарата //Загальнодерж. міжвідомчий наук.-техн. зб. /Конструювання, виробн. та експл. сільськогосп. маш. -Вип. 33. – Кіровоград: КДТУ, 2004. — С. 358-363.

Стаття посвячена підвищенню надійності та якості роботи зернових сеялок путем оснащення їх усовершенствованими внутрішньоребристими апаратами. Конструктивно по-новому решені питання регулювання норми висіва з допомогою зміни розміра висіваючого вікна дозирующей заслонкой, групового опорожнення апаратів від зерна та управління робочим об'ємом корпусу. Предложена более рациональная схема внутрішньоребристого апарата.

The paper is devoted to increase of quality of work of grain seeders by equipment by their advanced internally-edgesting by devices. Structurally questions of regulation of norm sowing with the help of change of the size of a window measuring out blade in a new fashion are decided. More rational circuit of the device is offered.

## Проектування глибокорозпушувачів з урахуванням деяких аспектів деформування ґрунту

В статті описаний приклад проектування деяких параметрів глибокорозпушувачів на основі аналізу та моделювання деформації ґрунту з урахуванням його властивостей, зокрема, різниці міцності ґрунту на стиск та розтягування. Наведений приклад реалізації теоретичних висновків у конструкції розпушувача типу «ПРН».

**глибокорозпушувач ґрунту, проектування, енергомісткість, деформування ґрунту, властивості ґрунту**

Проблема збереження енергії та ресурсів в аграрному виробництві на цей час набула особливу актуальність. Одним з елементів енергозберігаючих технологій вирощування сільгоспкультур є обробіток ґрунту різними безполицевими знаряддями. Одночасно у традиційних технологіях широко застосовується глибоке розпушення ґрунту. В технологіях «нульового обробітку» необхідний перехідний період коли використовуються глибокорозпушувачі ґрунту. У зв'язку з цим актуальні розвиток та вдосконалення теоретичних методів обґрунтування форм і параметрів безполицевих робочих органів з метою створення більш досконалих знарядь для ґрунтообробки, а також узагальнення наявного досвіду.

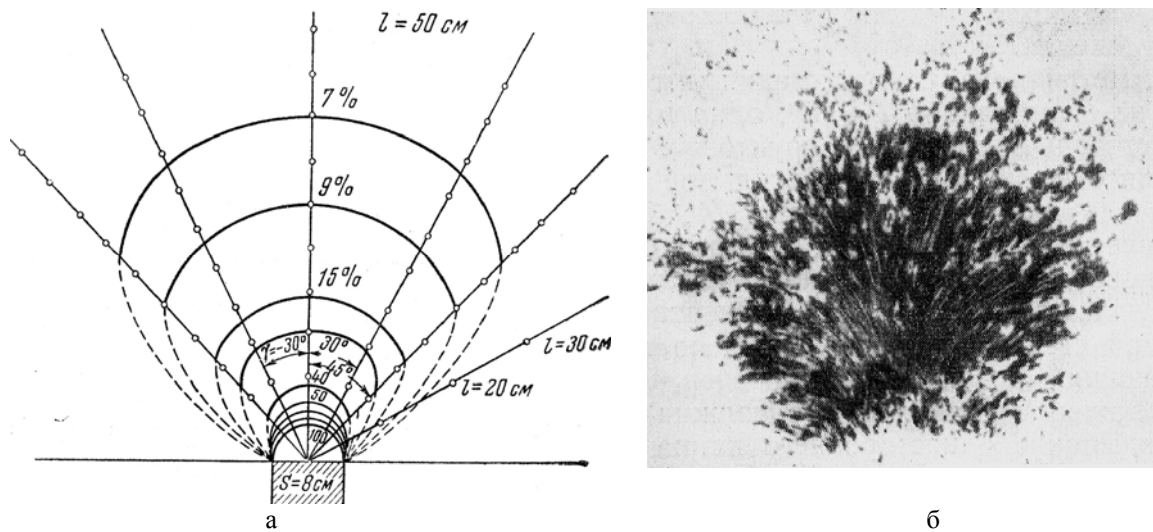
Обґрунтування форм і параметрів робочих органів можливо здійснити щонайменше двома шляхами. Перший – оптимізація параметрів заздалегідь обраної форми знаряддя за критеріями енергомісткості процесу, якості розпушування шару та іншим критеріям. Інший шлях – побудова форми й визначення параметрів знаряддя, виходячи з раціональної деформації шару з урахуванням характерних властивостей ґрунту й показників стану шару ґрунту. Другий шлях представляється нам більш перспективним. Необхідно відзначити, що по зауваженню В.П.Горячкіна раціональний спосіб утворення форм знарядь «...можна виробити тільки на підставі технологічних міркувань про деформацію шару ґрунту» [1]. Наявний теоретичний і практичний досвід показав плідність такого підходу [2,3].

Завдання полягає у знаходженні відповідності між напружено деформованим станом ґрунту й формою деформатора, і побудова форми розпушувача, виходячи з найменш енергоємного механізму деформації шару ґрунту. Необхідно відмітити, що напружено деформований стан ґрунту з одного боку визначається властивостями ґрунту, з іншого – дією деформатора певної форми.

Відмітною особливістю ґрунту як матеріалу є різна міцність при деформації розтягнення й деформації стиску. За даними різних експериментальних досліджень межа міцності на стиск перевершує межу міцності на розтягнення в 5–20 разів. Межа міцності на зрушення займає проміжне значення. Очевидне зниження витрат енергії при розпушуванні ґрунту розтягненням. Основу ґрунтообробних робочих органів становить клин різної форми. За усталеною думкою, клиноподібні робочі органи викликають у ґрунті в основному деформацію стиску. На нашу думку, повністю уникнути деформації стиску при роботі клина неможливо. Однак, застосуванням

відповідної форми деформатора, можливо змінити баланс сил і деформацій у бік менш енергоємного розтягнення із зсувом. Наприклад, академік В.П. Горячкін елемент обґрунтування параметра відвала плуга будував на балансі деформацій стиску й розтягнення шару з урахуванням різної міцності ґрунту при цих деформаціях [1].

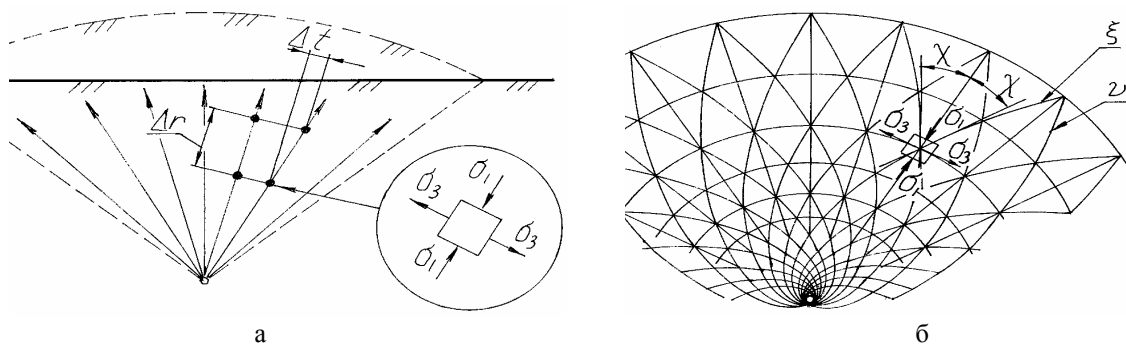
У ґрунті перед будь-яким деформатором формується складний деформовано напружений стан. Зафіксувати цей стан можливо, наприклад, виміром тиску в різних точках і побудовою поля тиску. За даними Зеленіна [4] та інших дослідників ізобари поля тиску в ґрунті перед деформатором мають вигляд концентричних кривих (рис.1,а). Лінії ізобар тиску в ґрунті, по суті, це траєкторії максимальних стискаючих напруг. Траєкторії руху часток ґрунту при цьому мають вигляд розбіжних ліній (рис. 1,б).



а – форма ізобар тиску в ґрунті; б – форма траєкторій руху часток ґрунту

Рисунок 1 – Вид явищ у ґрунті перед деформатором (по Зеленіну)

Рух часток у розбіжних напрямках супроводжується розтяганням у напрямках перпендикулярним траєкторіям розбіжності часток. Модель розбіжності часток у радіальних напрямках представлена на рис. 2,а. При цьому переміщення на довжину  $\Delta r$  супроводжується розтяганням на довжину  $\Delta l$ . Модель орієнтації максимальних  $\sigma_1$  і мінімальних  $\sigma_3$  головних напруг показана на рис.2,б. У даному розгляді форма ізобари й, відповідно, форма орієнтації максимальних головних напруг моделюється формою дуг кіл. Реально ізобари мають більш складну форму.

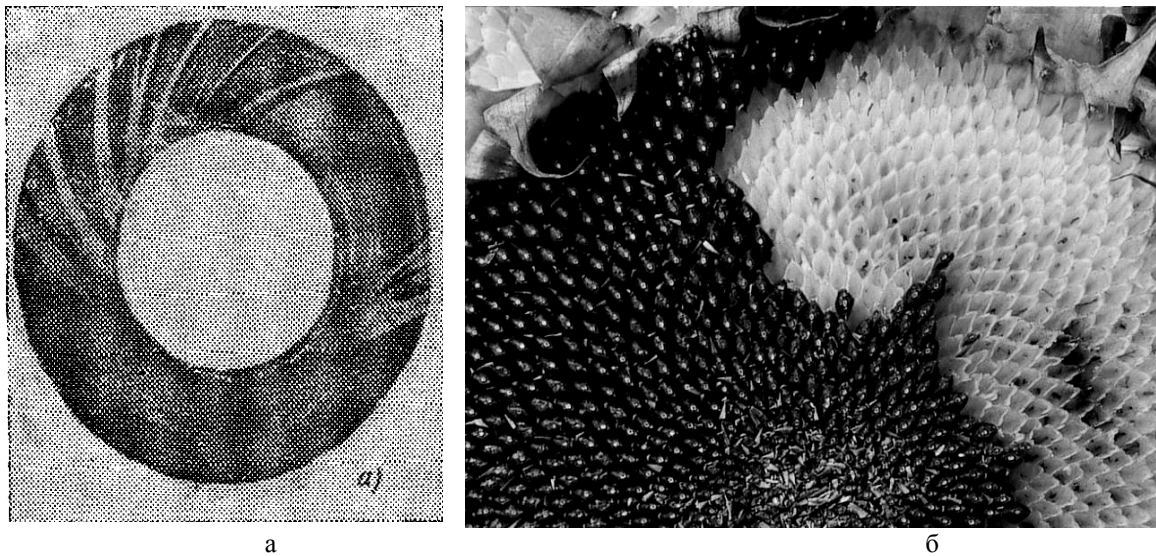


а – радіально розбіжним рухом часток; б – зрушенням, з утворенням системи ліній зрушень у ґрунті

Рисунок 2 – Моделі деформації шару ґрунту

Відповідно до теорії Кулона-Мора, руйнування елементарного об'єму з утворенням ліній зрушень відбувається при граничному співвідношенні максимальної  $\sigma_1$  й мінімальної  $\sigma_3$  головних напруг. Елементарне зрушення відбувається під кутом  $\pm \chi$  до напрямку дії напруження  $\sigma_1$ . Кут  $\chi$  пов'язаний з кутом внутрішнього тертя в ґрунті  $\varphi$  співвідношенням  $\chi = \pi/4 - \varphi/2$ . Система ліній зрушення  $\xi$  й  $\nu$ , відповідна до характеру руху часток у радіально розбіжних напрямках буде мати форму логарифмічних спіралей (рис. 2,б).

Типова картина ліній зрушень при радіальному розширенні матеріалу проявляється як лінії Людерса при пластичній деформації циліндра з м'якої сталі (рис. 3,а) [5]. Циліндр при цьому зазнає розширення від дії внутрішнього тиску. Аналогія з живої природи – це спірально-видна форма ліній зсуву насіння соняшника в процесі його росту – розширенні, що усуває надлишкову напругу й знижує енергоємність процесу (рис. 3,б).



а – лінії Людерса при деформації розширення сталевго циліндра;  
б – спірально-видна форма ліній зсуву насіння соняшника в процесі його росту

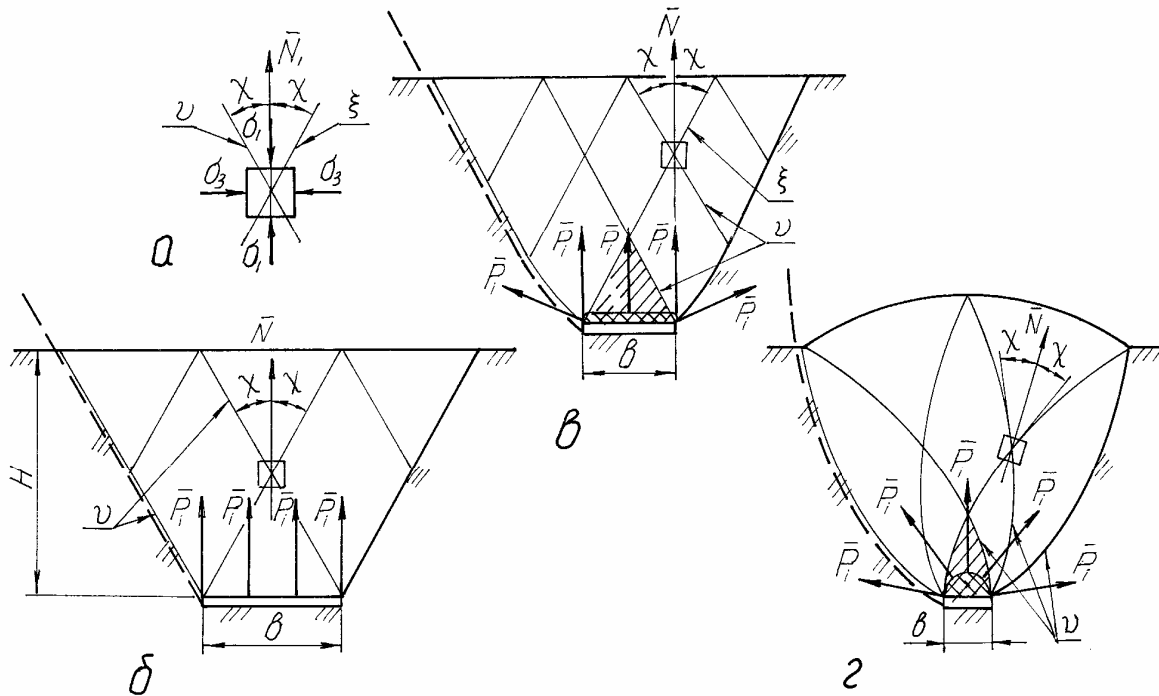
Рисунок 3 – Форма ліній зрушень в природних аналогах

Створити в шарі ґрунту розподіл тиску подібний показаному на рис. 1 та відповідну деформацію розтягнення часток і розширення шару можливо щонайменше двома способами. Перший – це застосування особливої форми робочого органа. Другий спосіб – це застосування деформаторів досить малої площі відносно глибини обробки. Технічно другий спосіб свідомо, чи підсвідомо реалізується використанням зубових робочих органів: чизельних розпушувачів, зубчастих лемешів, фігурних накладок на лемеші й тому подібним. Теоретично такий спосіб пояснюється наступним.

Залежно від співвідношення глибини обробки  $H$  і ширини долота  $b$  контактний тиск на робочій поверхні буде змінюватися. На вузькім долоті контактний тиск максимальний. Ймовірність подолання межі міцності ґрунту на стиск і перехід ґрунту в пластичний стан максимальна. Тіло підвищеного тиску із ґрунту, що утворюється в ґрунті перед і над долотом, фактично виконує роль робочої поверхні, перерозподіляє тиск у шарі й корегує форму долота. Розподіл тиску в ґрунті буде аналогічно показаному на рис. 1,а. Відповідно, система векторів елементарних сил  $\bar{P}_i$  буде мати розбіжну, віялоподібну форму, що відповідає менш енергоємній деформації розтягнення шару (рис. 2,а, рис. 4,г). Відбувається перетворення стиску частини ґрунту

в розтягнення іншої частини шару ґрунту. Виконується загальне правило прагнення системи до мінімуму енергії.

На рисунку 4 показані моделі деформації шару ґрунту при роботі широкої лапи (відносно до глибини обробки) (рис. 4,б), вузької лапи або долота з відкрилком (рис. 4,в), і долота (рис. 4,г). При роботі лапи шириною більшою, ніж показана на рис. 4,б, зростає ймовірність утворення брил нерозпушеного ґрунту. Практичний приклад – явища при роботі плоскорізів-глибокорозпушувачів.



а – модель утворення поверхонь зрушень в елементарному обсязі ґрунту;  
 б, в, г – форми поверхонь зрушень і системи векторів для різних співвідношень ширини деформатора  $b$  та глибини обробки  $H$   
 Рисунок 4 – Модель деформації шару ґрунту робочими органами різної відносної ширини й відповідна форма систем елементарних векторів

Практичні висновки з аналізу представлених моделей наступні.

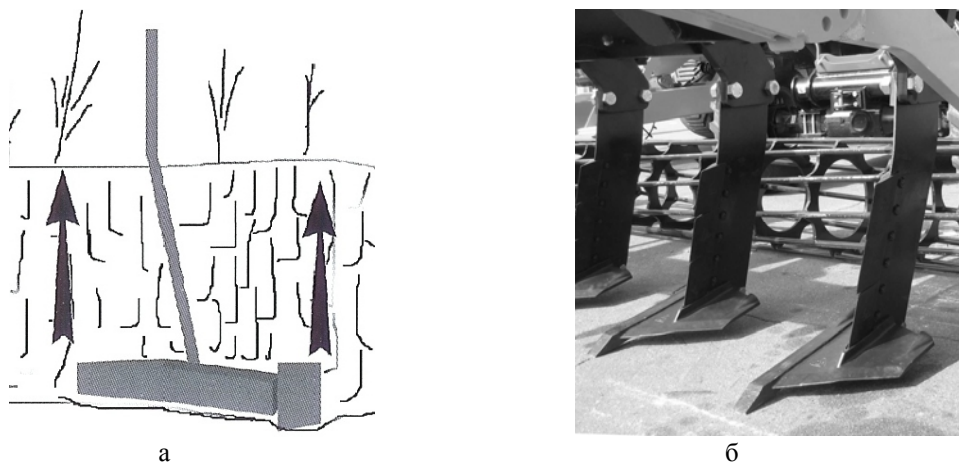
Для зниження ймовірності утворення ґрунтових брил, ширина робочого органа розпушувача у формі плоскої лапи без долота повинна бути  $b/H \leq 0,5 \div 0,6$ , де  $H$  – максимальна розрахункова глибина обробки.

Зниження енергоємності процесу розпушування ґрунту та підвищення вирівненості поверхні оброблюваного поля можливо досягти розташуванням стійки розпушувача з урахуванням орієнтації ймовірних поверхонь зрушень у шарі ґрунту.

У конструкції робочого органа оснащеного вузькою лапою або долотом з лапою-відкрилком виправданий нахил стійки в поперечному напрямку як, наприклад, це виконане в конструкції розпушувача Cultiplow (Combiplow) фірми Agriseim (рис. 5).

У конструкції робочого органа, оснащеного долотом, виправданий нахил стійки в поперечному напрямку з виконанням профілю стійки в поперечній площині у формі дуги.

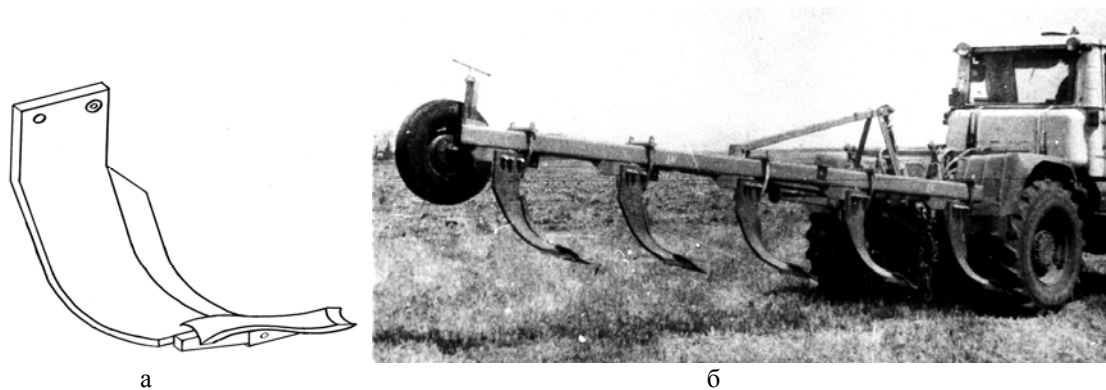
Аналіз експериментальних даних, а також форм робочих органів зрядь, що незалежно випускаються різними фірмами, підтверджує адекватність висновків з теоретичних моделей. Приклад практичної реалізації наведеного аналізу – розпушувач для глибокої обробки ґрунту – одна з перших конструкцій з дугоподібною в поперечному напрямку стійкою оздобленою лемешем.



а – схема роботи робочого органу; б – вид робочих органів

Рисунок 5 – Знаряддя для безвідвального розпушування ґрунту з поперечно похилими стійками фірми Agriseim, виставка «Агро-2007» у Києві

Цей розпушувач був спільно розроблений ГСКТБ «Одессапчвомаш» і «ВИСХОМ» за участю автора статті, і відомий під маркою «ПРН» (рис. 6,а) [6,7]. Робочі органи типу «ПРН» пройшли цикл випробувань, що підтвердили їх ефективність, серійно випускалися на виробництві ПО «Одессапчвомаш», починаючи з 1986 року, і встановлювалися на рами плугів різних модифікацій. Знаряддя носять найменування плуги-розпушувачі навісні (рис. 6). Це знаряддя започаткувало цілий клас знарядь на принципі дугоподібних стійок-лемешів – полицеві плуги, ярусні розпушувачі та інші.



а – робочий орган ПРН 31.000; б – плуг-розпушувач навісний ПРН-5-35

Рисунок 6 – Знаряддя для безвідвального розпушування ґрунту з дугоподібними стійками марки «ПРН», виробництва ПО «Одессапчвомаш» (1986-1987р.р.)

Розпушувач «ПРН» конкурував зі знаряддям відомої на той час марки «Параплау» фірми Ховард Ротаватор, оздобленого стійками-лемешами пласкої форми з нахилом у поперечному напрямку. У даний час ряд фірм виробляє розпушувачі з принципово подібними до знаряддя «ПРН» дугоподібними в поперечному напрямку робочими органами з різними варіантами розміщення на рамах. Типове знаряддя, типа «ПРН», представлено на виставці «Агро-2007», показане на рисунку 7. Знаряддя «Параплау» на даний час зійшло з ринку сільгоспобладнання.

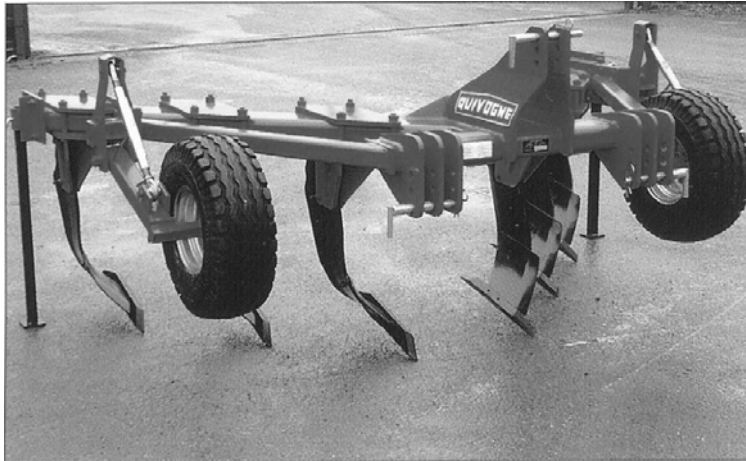


Рисунок 7 - Знаряддя для безвідвального розпушування ґрунту з поперечно похилими дугоподібними стійками фірми Quivogne, виставка «Агро-2007» у Києві

На підставі вище викладеного можна зробити наступні висновки.

Більш повне врахування фізико-механічних властивостей ґрунту й аналіз взаємозв'язку процесів, що відбуваються в шарі ґрунту під дією деформаторів, дозволяє розробляти конструкції розпушувачів ґрунту зі зниженим енергоспоживанням.

Долотоподібні робочі органи розпушують шар ґрунту в основному деформаціями зрушення з розтягненням. Даний висновок прийнятний при певних параметрах робочого органа та ґрунтових умов.

Зниження енерговитрат і підвищення якості обробки ґрунту можливо досягти:

- комбінацією в конструкції робочого органа долота й стійки-лемеша;
- виконанням профілю форми поперечної стійки-лемеша робочого органа за формою ймовірної поверхні зрушення в шарі ґрунту.

## Список літератури

1. Горячкин В.П. Теория плуга. – М.: Промиздат, 1927. – 198с.
2. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
3. Ветохин В.И. Применение системы поверхностей с переменной кривизной при создании серии рабочих органов // Тракторы и с.-х. машины. – 1994. – №4. – С.26–28
4. Зеленин А.Н. Резание ґрунтов. –М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 272с.
5. Джонсон У., Меллор П.Б. Теория пластичности для инженеров: Пер. с англ. А.Г.Овчинникова. – М.: Машиностроение, 1979. – 567 с.
6. А.с. 1545953 СССР, МКИ А 01 В 13/08. Рабочий орган для безотвальной обработки почвы / Панов И.М., Ветохин В.И., Ройтберг В.И. и др. Заявл. 23.04.86; Оpubл.28.02.90. Бюл. № 8.
7. Ветохин В.И. Проектирование форм рабочих поверхностей рыхлителей почвы на основе принципа отображения рациональных деформаций пласта // Инф. Сб. ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, Сер. 2 - Сельхоз. машины и орудия, Вып. 2-3. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1992. –С. 9–22.

В статті описан пример проектування параметрів глибокорыхлителей на основі аналізу і моделювання деформації ґрунту з урахуванням її властивостей, зокрема, різниці прочності ґрунту на сжатіє і розтягнення. Приведен пример реалізації теорії в конструкції рыхлителя типу «ПРН».

In article it is devoted to the example of the design of parameters subsoilers and chisel plow on the basis of analysis and modeling of deformation of the soil taking into account its property, specifically the difference between the soil compression strength and its tensile strength. The example of the realization of the theory in the constructing of the soil cultivating tool of "PRN" type is also given.

**В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук, І.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Перспективи використання альтернативних видів палива для автомобілів

У статті проаналізовано перспективи використання різних видів палива для автомобілів.  
**нафта, спирт, газ, водень, електрика, біопаливо, ріпак**

Однією з умов розвитку економіки будь-якої держави є її забезпеченість енергоресурсами. На сьогодні основним і найбільш поширеним енергоресурсом є нафта (рис. 1). Паливо, що отримується з нафти, споживається головним чином двигунами внутрішнього згоряння автомобілів та тракторів, за допомогою яких виробляється близько 80% механічної енергії, яку використовує у своїй діяльності людина.

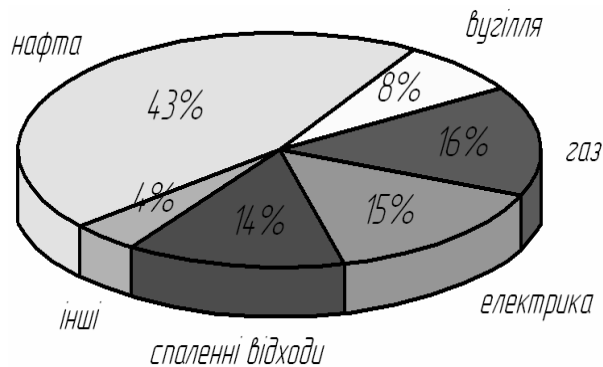


Рисунок 1 - Розподіл споживання енергоресурсів відповідно їх походження

Основним споживачем палива виробленого з нафти є автотранспорт. За світовою статистикою автомобілі спалюють половину загального обсягу нафтопродуктів. Світовий автопарк на сьогодні нараховує близько 900 млн. од., а з урахуванням виготовлених нових автомобілів і виведених з експлуатації, щорічний приріст становить 20 млн. автомобілів. Підраховано, що в середньому один автомобіль споживає 2,2 тонн палива за рік. Таким чином, світове споживання нафтопродуктів автомобілями складає близько 2 млрд. тонн палива, на виготовлення якого потрібно близько 8 млрд. тонн нафти.

Доведено, що світові запаси нафти становлять близько 140 млрд. тонн. Зниження темпів видобутку нафти, її низька рентабельність є причиною різкого збільшення вартості нафтопродуктів (на початку 2008 р. вартість нафти перевищила 100 \$ за барель). Україна щорічно добуває порядку 3,5 млн. тонн нафти, ще приблизно 11 млн. тонн імпортується.

У той же час Євросоюз прагне скоротити викиди шкідливих газів ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{N}_2\text{O}$  і тощо) в промислових країнах до 8% до 2010 р. На частку відпрацьованих газів автомобілів доводиться 60-85% шкідливих речовин, які викидаються в атмосферу. Одним із шляхів зниження викидів в атмосферу є переведення автотранспорту з нафтових видів палива на альтернативні. Зазначені тенденції стають причиною пошуку альтернативних видів палива, не нафтового походження [1].

В даній роботі виконаний аналіз перспектив використання різних видів альтернативного палива для автомобільних двигунів.

На теперішній час світові автовиробники планують впровадити до 2010 року близько 50 різних моделей, що працюють на альтернативних видах пального, а до 2020 року - до 23% усього автопарку.

Перспективними енергоресурсами не нафтового походження, що можуть бути використані в автомобільних двигунах на теперішній час є спирт, газ, водень, біопаливо й електрика.

Серед багатьох варіантів альтернативних видів палива кращі шанси замінити традиційний бензин і дизельне паливо має природний газ і спирт, насамперед через свою відносно низьку собівартість і існуючі технології та потужності виробництва. За прогнозами фахівців до 2010 р. автомобілі, що будуть використовувати у якості палива зріджені гази (пропан-бутанові суміші), складуть близько 3-5%.

В системах живлення автомобільних двигунів на сьогоднішній день використовують два різних типи газоподібного палива - метан (стиснений газ) або пропан-бутанову суміш (зріджений газ).

Переваги використання стисненого газу:

- значні запаси й можливість одержання з поновлюваних джерел;
- невисока токсичність вихлопних газів;
- незначні конструктивні зміни в бензинових автомобілях.

Недоліки використання стисненого газу:

- великі, важкі й дорогі газові балони;
- висока вартість робіт з переустаткування автомобіля.

Зріджений газ як вид моторного газоподібного палива розповсюджений більше ніж стиснутий. Пропан - бутанова суміш - супутній газ, що одержують при видобутку й переробці нафти.

Переваги використання зрідженого газу:

- ціна нижча, ніж бензину (але вища, ніж стиснутого газу);
- можливе переустаткування практично будь-яких бензинових двигунів внутрішнього згоряння;

- наявність додаткової паливної системи;
- невисока токсичність відпрацьованих газів.

Недоліки використання зрідженого газу:

- при температурі нижче 0<sup>0</sup>C необхідний запуск і прогрівання двигуна на бензині;

- додаткові витрати на установку й обслуговування;
- обмежені запаси.

З огляду на сучасні технології одержання спирту, перспективним як паливо слід вважати етиловий і метиловий спирт (етанол, метанол та інші).

Переваги використання етанолу:

- запаси сировини різноманітні й практично необмежені;
- багатий досвід експлуатації двигунів, що працюють на спирті (Бразилія, Австралія);

- низька токсичність вихлопних газів.

Недоліки використання етанолу:

- необхідність конструктивних змін системи живлення;
- знижується потужність двигуна, а витрата пального збільшується;
- через гігроскопічність спирту погіршуються пускові властивості двигуна;
- дороге виробництво біоетанолу.

Метанол як самостійне пальне і як добавки до бензину застосовується рідко й тільки для двигунів спортивних мотоциклів, не розрахованих на тривалу експлуатацію. У той же час широко використовується як сировина, з якого автомобілі на паливних елементах отримують водень.

Переваги використання метанолу:

- можливість зберігання в рідкому стані водню й добування його за потребою;
- запаси сировини практично необмежені;
- може використовуватися як сировина для виробництва синтетичного бензину.

Недоліки метанолу:

- дуже токсичний;
- викликає корозію деталей.

Останнім часом більшість великих автовиробників проводять дослідження з використання водню як палива. Подібні експериментальні автомобілі часто представляються на виставках.

Одним із шляхів впровадження водню на автомобільному транспорті – є використання його як другого палива разом з бензином. Зокрема, BMW й Mazda пропонують зберегти в автомобілі можливість їздити на бензині (за аналогією з розповсюдженими нині двопаливними автомобілями «бензин/газ»). Переведення ДВЗ на водень робить їх не лише екологічно чистими, але й підвищує термічний ККД, покращує «м'якість» роботи. Водень має більш широкі, у порівнянні з бензином, діапазони пропорцій змішування з повітрям, при якому ще можливе запалювання суміші. Згорає водень повніше, навіть поблизу стінок циліндра, де в бензинових двигунах звичайно залишається робоча суміш, що не згоріла.

Концерн «Mazda» запропонував до використання паливні системи з баками, у яких водень зберігається в газоподібному стані під високим тиском (рис. 2).



Рисунок 2 - Використання водневого палива в автомобілі Mazda RX-8 HRE

Переваги водню як палива полягають не лише в тому, що це поновлюваний ресурс, але й у радикальному зменшенні шкідливих викидів.

Як альтернативу традиційному паливу варто розглядати й автомобілі з електричним приводом. Електродвигун володіє дуже привабливою для транспортних засобів характеристикою: на малих швидкостях обертання в нього великий крутний момент, що дуже важливо, коли потрібно рушити з місця або перебороти важку ділянку дороги. ДВЗ розвиває максимальний крутний момент при середніх обертах, тому, якщо потрібне велике тягове зусилля на малих обертах, його доводиться збільшувати за допомогою коробки передач. Отже управляти електромобілем простіше, ніж автомобілем з механічною коробкою передач. Електромобіль не вимагає настільки ретельного обслуговування, як звичайні автомобілі: менше регулювань, не споживає багато масла, простіша система охолодження, а система живлення взагалі відсутня.

До недоліків електромобілів слід віднести необхідність у складних перетворювачах напруги й важких, громіздких акумуляторів. Мала енергоємність батареї стримує впровадження електромобілів (батарея вагою близько 100 кг розрахована на пробіг не більше 100 км).

Останнім часом провідні компанії по виробництву автомобілів активно займаються розробкою автомобіля з гібридним приводом. Автомобіль із гібридним приводом - це автомобіль, що приводиться у рух системою електродвигун - двигун внутрішнього згоряння, на основі використання як звичайного палива, так і заряду електричного акумулятора. Головна перевага гібридного автомобіля - зниження витрати палива й шкідливих вихлопів. Це досягається повним автоматичним управлінням роботою систем двигунів за допомогою бортового комп'ютера, починаючи від своєчасного відключення ДВЗ під час зупинки в транспортному потоці, з можливістю продовження руху без його запуску, винятково на енергії акумуляторної батареї, і закінчуючи складним механізмом рекуперації - використання електродвигуна як генератора електричного струму, для поповнення зарядів акумуляторів.

Існують два основних принципи побудови гібридних силових установок - паралельний і послідовний. У першому випадку ведучі колеса приводяться в рух і бензиновим двигуном, і електромотором, а силовому агрегату необхідна звичайна трансмісія. При послідовній схемі ДВЗ приводить в дію лише генератор, а ведучі колеса обертаються тільки за допомогою тягових електромоторів.

В 2008 році вийшов гібридний автомобіль Chrysler Aspen (спортивний універсал підвищеної прохідності). Його двигун розроблявся спільними зусиллями BMW й GM, у результаті чого мотор став на 25% економнішим на трасі й на 40% ефективнішим у місті в порівнянні з базовою версією.

Значно скоротити споживання нафти можливо за рахунок освоєння біопалива. Найбільші світові держави приступили до створення палива з рослин 20-30 років тому. На Україні, у тому числі й у нашому регіоні, не раз заявляли про необхідність організації виробництва біодизельного палива.

Особливу увагу заслуговують палива з поновлюваних джерел сировини. Ці палива перебувають у рідкому й газоподібному стані, виробляються із зеленої маси або насіння рослин [2].

В умовах Кіровоградської області дуже перспективним альтернативним паливом є біопаливо, яке можна одержати з ріпакового масла. З насіння ріпаку (технічні сорти з високим вмістом ерукової кислоти 40-60%) з 1 га посівів (у середньому 3 т) отримують близько 1 тонни масла. Потім масло піддається етерифікації метиловим спиртом, у результаті чого виходить близько 1 тонни суміші метилових ефірів жирних кислот ріпакового масла.

За своїми фізичними властивостями біопаливо на основі ріпакового масла практично не відрізняються від традиційного нафтового (табл. 1).

Сьогодні промислове виробництво з поновлюваних джерел організоване в Бразилії, США, країнах Азії і Європи (рис. 3). Лідируючі позиції у світі по виробництву біопалива займає Бразилія (37%). У загальній структурі світового ринку біопалива Європі належить усього лише 10%.

Переваги біопалива:

- практично не містить сірки й канцерогенного бензолу. Згоряння цього палива відбувається в природних умовах без шкоди для природи, а в процесі згоряння у двигуні викиди в атмосферу CO<sub>2</sub> на 50-80% нижчі, ніж при роботі на традиційному мінеральному дизпаливі;
- гарна займистість;

- запаси сировини можуть відновлятися щорічно, культура не вимагає особливого підходу в процесі вирощування;
- у ході переробки масла одержують додаткові продукти (гліцерин, сульфат натрію)

Таблиця 1 - Фізичні властивості традиційного нафтового палива й палива на основі ріпакового масла (ПОРМ) [3]

Показники	ДТ	ПОРМ
Густина, кг/м <sup>3</sup> при t=20 °С	826	877
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с при t=20°С	3,8	8,0
Поверхневий натяг, Н/м при t=20°С	27·10 <sup>-3</sup>	31.4·10 <sup>-3</sup>
Цетанове число, не менш	45	48
Температура, °С		
запалення (не менш)	60	56
замерзання (не більше)	-10	-8
Випробування на мідну пластину	витримує	витримує
Вміст в %		
сірки, не більше	0,2	0,02
золи, не більше	0,02	0,02
води	відсутня	відсутня
Сумарний зміст гліцерину, % (max)	-	0,3
Теплота згоряння палива, МДж/кг	42,5	37,5

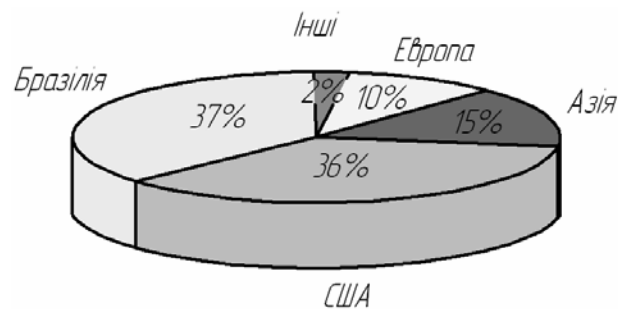


Рисунок 3 - Структура світового виробництва біопалива

До недоліків використання біодизеля варто віднести наступне:

- ефіри ріпакового масла мають значну корозійну активність. Це призводить до втрати стійкості гумових прокладок і ущільнень, утворенням твердих відкладень у форсунках і жиклерах, забруднення паливних фільтрів і насосів високого тиску;
- теплота згоряння біодизельного палива нижча ніж у дизельного - 37,2 МДж/кг проти 42,5 МДж/кг (-10%). Тому потужність двигуна, що працює на біодизелі, знижується в середньому на 7%, а витрата палива підвищується приблизно на 5 - 8%; собівартість виробництва вища, ніж бензину й дизпалива.

Проведений аналіз дозволяє стверджувати, що найбільш перспективним альтернативним паливом для умов України є біопаливо, одержуване в тому числі й з ріпакового масла.

Щоб стимулювати організацію біопалива, держава повинна впровадити норми на моторне паливо, розроблені в ЄС і закріплені директивами. Необхідно також заборонити використання шкідливих бензинових компонентів, включаючи метанол.

Розвиток виробництва біопалива в європейських країнах здійснюється за підтримкою з боку держави: дотації на вирощування ріпаку з біологічної сировини становлять 45 євро на один гектар. Конфлікт із НПЗ можна уникнути шляхом компенсації витрат, пов'язаних із впровадженням нових технологій.

Виробництво біопалива в Кіровограді має досить серйозні перспективи. Якщо випуск біодизельного палива буде відбуватися в значних обсягах, Україна зможе значно зменшити імпорт енергоресурсів, а отже й економічну й політичну залежність від постачальників нафти. Сільськогосподарський потенціал області й наявність таких виробництв як ЗАТ «Креатив» дозволить експортувати ріпак і біодизельне паливо. У той же час агропромисловий комплекс Кіровоградської області одержить додаткове завантаження й прибутки.

Вибір палива зумовлюється й іншими показниками, однак очевидно, що сучасні реалії на нафтовому ринку й економічні проблеми диктують нові закони, і вже сьогодні Європа серйозно готується до зміни ринку автомобільного палива.

## Список літератури

1. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії / О.Адаменко, В. Височанський, В.Льотко, М. Михайлов. Під ред. докт. техн. наук, проф. В. Льотко. Підручник для енергетичних і екологічних спеціальностей вищих навчальних закладів. Івано-Франківськ, "Полум'я", 2000.– 225 с.
2. Семенов В.Г. Определение теплоты сгорания биотоплив растительного происхождения. – Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве. – Труды 4-й Международной научно-технической конференции, 23-24 октября 2001 г. – Харьков: ХНПК "ФЭД", 2001.– с. 250-253.
3. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакового масла/ Марченко А.П., Семенов В.Г., Семенова Д.У., Лінков О.Ю.// Машиностроение: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Сборник научных трудов. Выпуск 101.-Харьков: ХГПУ.- 2000.- С.159-163.

В статье проанализированы перспективы использования различных видов топлива. Особое внимание уделено топливам из возобновляемых источников сырья. В условиях Кировоградской области наиболее перспективным представляется биотопливо, получаемое из рапсового масла.

In the article the prospects of the use of different types of fuel are analysed. The special attention is spared to the fuels from the renewable sources of raw material. In the conditions of the Kirovogradskoy region the biotoplivo got from a rape butter is most perspective.

А.М. Кириченко, доц., канд. техн. наук, С.М. Заїка, асп., Л.В. Ленченко, здобув.  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою

На основі аналізу можливих компоновок трьохкоординатного верстата, запропоновано оригінальну компоновку з комбінованою кінематичною структурою. Вирішено зворотню задачу кінематики і проведено аналіз кінематичних залежностей механізму.

**комбінована кінематика, паралелограмний поворотний механізм, штанга змінної довжини**

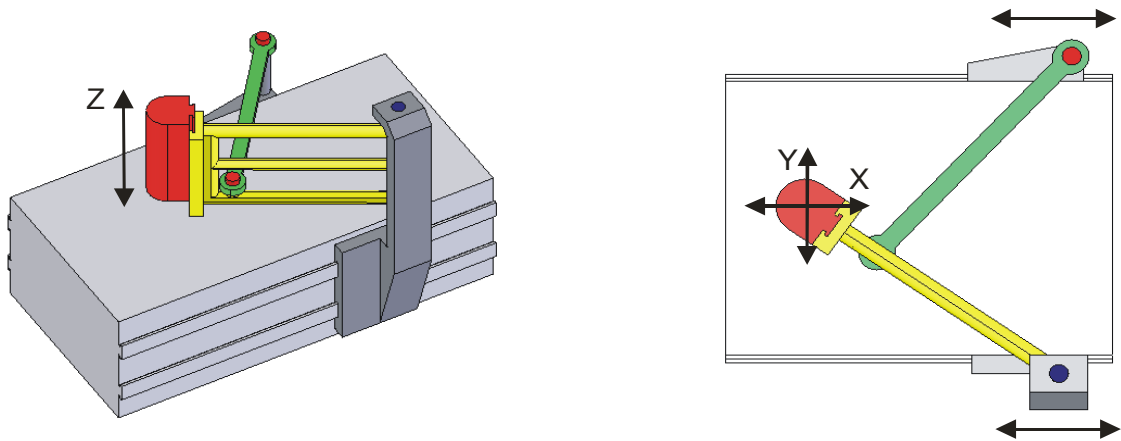
**Вступ.** В умовах глобальних геополітичних та економічних змін у суспільстві відбувається жорстка конкурентна боротьба за ринки збуту продукції, що вимагає розробки нових комплексних підходів до вирішення техніко-економічних та організаційних задач управління виробничими силами суспільства. Конкурентоспроможність продукції на внутрішньому та зовнішньому ринках, а також ефективність діяльності підприємств у всіх галузях промисловості визначається рівнем використання у виробничих процесах високих технологій.

Матеріальним втіленням сучасних технологій у верстатобудуванні є обладнання з паралельною кінематикою, яке має більш широкий спектр технологічних можливостей, ніж традиційні верстати, внаслідок використання принципово нового класу просторових механізмів, основною властивістю яких є передача енергетичних потоків та рухів кількома паралельними шляхами [1].

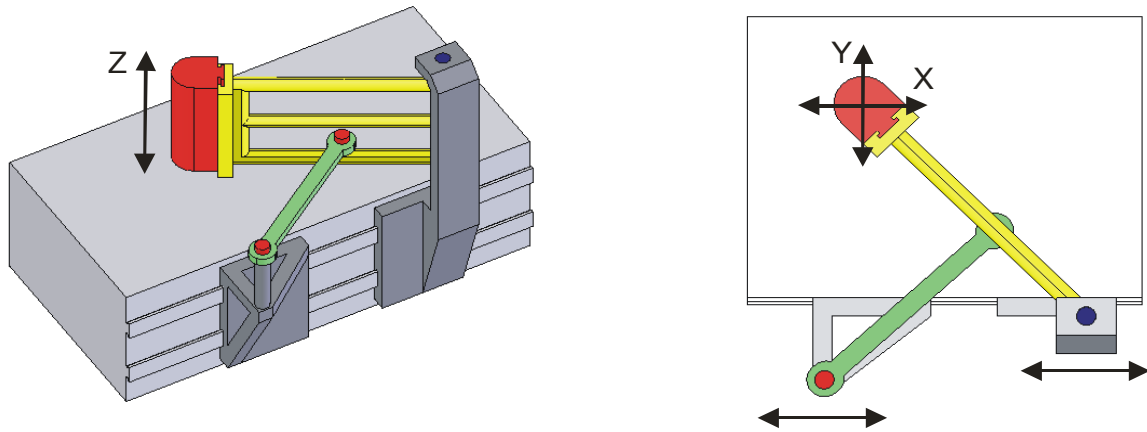
Обладнання з паралельною кінематикою, отримавши широке розповсюдження в найбільш передових галузях машинобудування для обробки металів, поступово розповсюджується і на обробку інших матеріалів. До традиційних для застосування подібних верстатів галузей машинобудування: авіакосмічної промисловості, виробництва інструментів, прес-форм і штампів, в останній час приєдналася і деревообробна промисловість, де паралельна кінематика дозволяє ефективно вирішувати завдання подальшого підвищення продуктивності обробки.

**Постановка задачі.** Аналіз основних схем механізмів з паралельною кінематичною структурою з точки зору можливості їх використання у верстатному обладнанні показує, що для трьохкоординатної обробки можна застосувати трьохкоординатні механізми (трипод, триглайд) або двохкоординатні (біпод, біглайд, дельта, лямбда) з додатковим лінійним приводом третьої координати [2]. Схеми типу трипода та триглайда вимагають додаткового застосування механізму орієнтації осі робочого органу, до того ж робоча зона трипода обмежена по довжині. Отже, найбільш простим варіантом є двохкоординатний механізм з паралельною кінематикою, сполучений з додатковим лінійним приводом третьої координати.

Варіанти реалізації таких компоновок зображені на рисунку 1. Компоновка на основі механізму «біглайд» (рис. 1,а) дозволяє отримати більший коефіцієнт використання об'єму (відношення загального об'єму верстата до об'єму його робочої зони), ніж компоновка на основі механізму «лямбда» (рис. 1, б). Однак перевагою верстата з компоновкою «лямбда» є зручність встановлення заготовок, оскільки повзун і платформа розташовані по один бік станини та рухаються по спільним напрямним, що дозволяє також зменшити витрати на придбання напрямних рейок.



a)



б)

а) на основі механізму «біглайд»; б) на основі механізму «лямбда»  
Рисунок 1 – Компонувки трьохкоординатних верстатів

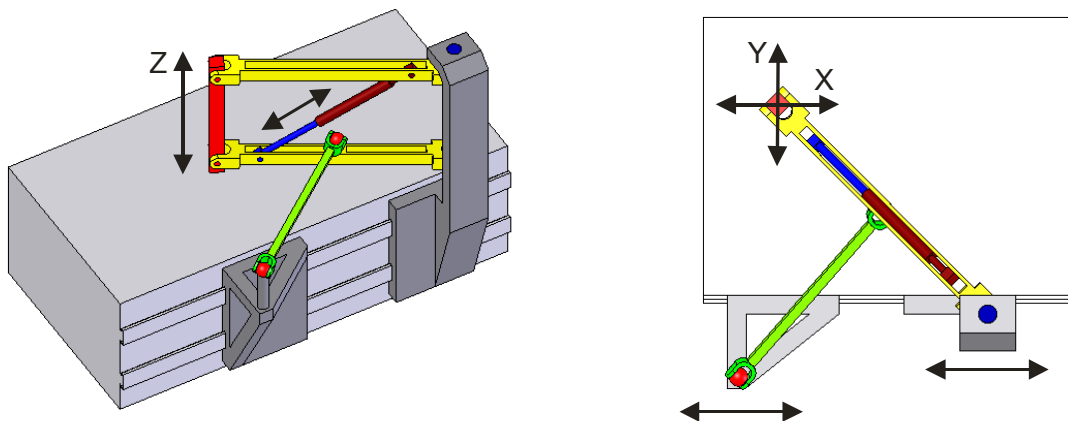


Рисунок 2 – Запропонована компоновка

Проте, одним із головних недоліків цих компоновок є використання додаткових напрямних та лінійного приводу для переміщення робочого органу по координаті  $Z$ . Внаслідок цього збільшується вага робочого органу і приводи повзунів, які рухаються по напрямним станини, отримують додаткове навантаження, що збільшує енерговитрати та знижує ефективність.

Для покращення динамічних характеристик верстата запропоновано нову компоновку трьохкоординатного верстата, показану на рисунку 2. За основу взято механізм «лямбда», для переміщення робочого органу в напрямках осей X та Y використовуються повзун та платформа, які рухаються по спільним напрямним і шарнірно зв'язані між собою за допомогою штанги постійної довжини. Відмінністю є використання замість лінійного приводу координати Z оригінального механізму, сутність якого полягає в тому, що робочий орган шарнірно зв'язаний з платформою двома ланками, які утворюють паралелограмний поворотний механізм та шарнірно з'єднуються між собою за допомогою штанги змінної довжини, що дозволяє змінювати положення робочого органу, зберігаючи його орієнтацію у просторі [3].

Оскільки подібна компоновка запропонована вперше, постає задача аналізу кінематики розробленого механізму та дослідження його роботи.

**Кінематичні залежності механізму.** Кінематичний аналіз механізмів паралельної (комбінованої) структури є початковою стадією проектування технологічного обладнання з паралельною (комбінованою) кінематикою, яка дає можливість у подальшому перейти до дослідження динаміки та синтезу систем управління обладнання. Кінематичний аналіз передбачає розв'язання двох задач – прямої і зворотної.

Зворотна задача кінематики використовується для управління приводами верстата. Її вирішення полягає у визначенні величини переміщення приводів при відомих геометричних параметрах механізму та координатних переміщеннях робочого органу, тобто залежностей:  $q_1 = f(x, y, z)$ ;  $q_2 = f(x, y, z)$ ;  $q_3 = f(x, y, z)$ . Розрахункова схема запропонованого механізму представлена на рисунках 3 та 4.

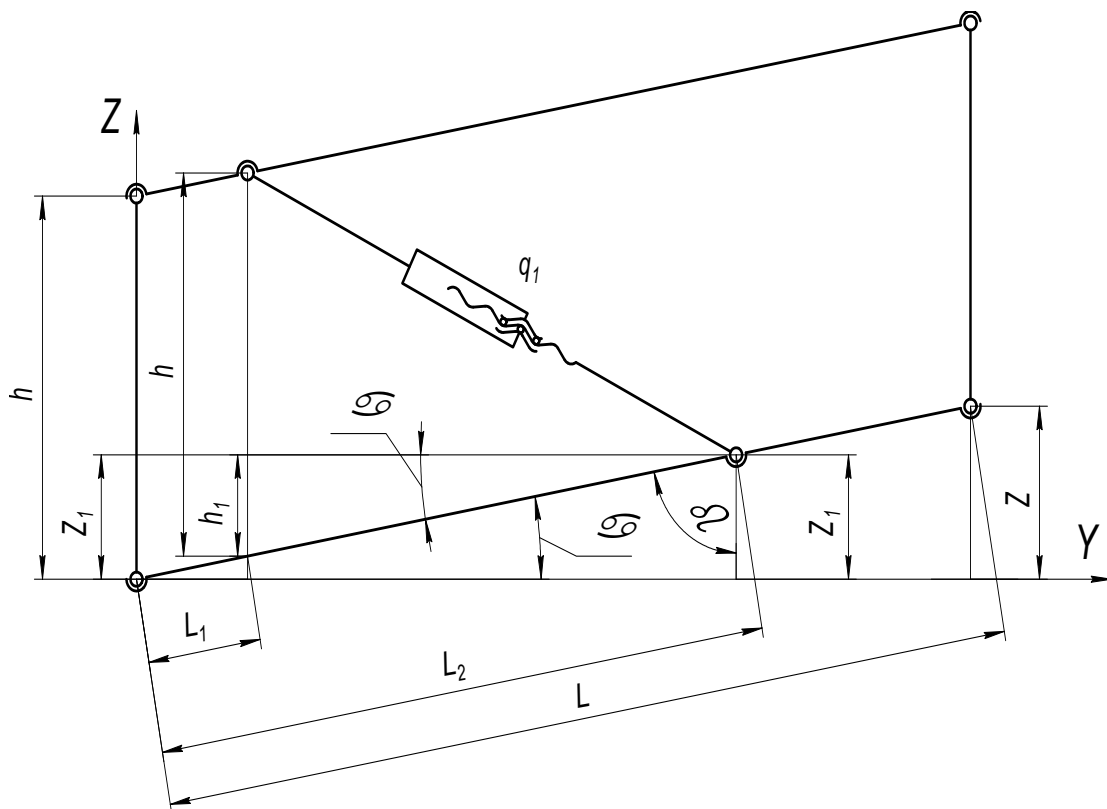
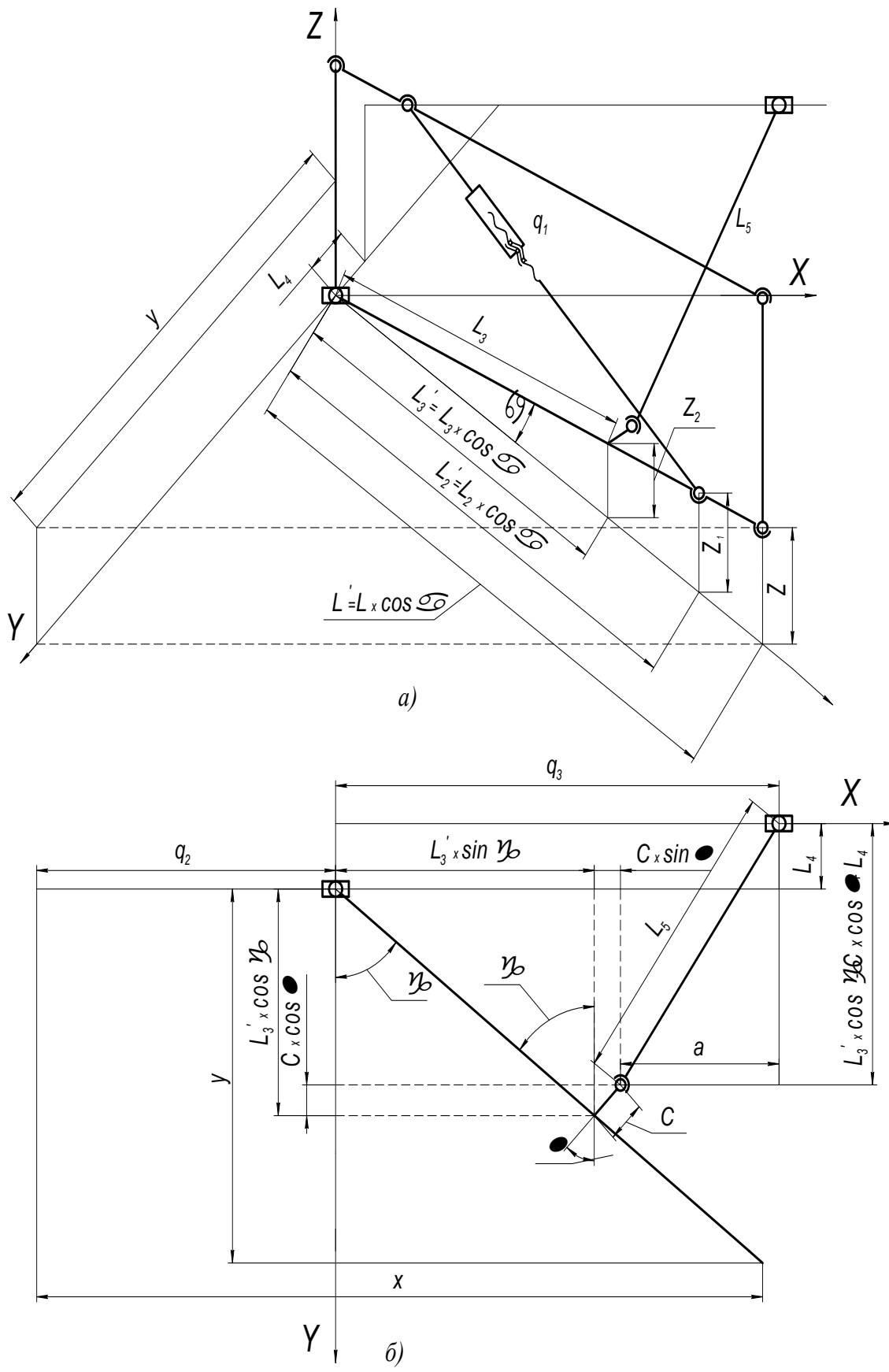


Рисунок 3 – Схема паралелограмного поворотного механізму



а) загальний вигляд; б) вигляд зверху  
 Рисунок 4 – Схема механізму

Значення  $q_1$  розраховується згідно схеми (рис. 3):

$$q_1 = \sqrt{(h - h_1)^2 + ((L_2 - L_1) \cdot \cos \alpha)^2}, \quad (1)$$

де  $h$  – висота механізму, мм;

$\alpha$  – кут підйому механізму;

$L_1, L_2$  – довжини між відповідними з'єднаннями ланок, мм.

$Z$  – висота підйому механізму, мм;

$L$  – довжина механізму, мм.

$$h_1 = Z_1 \cdot \frac{L_1}{L_2}; \quad (2)$$

$$Z_1 = Z \cdot \frac{L_2}{L}; \quad (3)$$

$$\alpha = 90^\circ - \beta; \quad (4)$$

$$\beta = \arccos \cdot \frac{Z_1}{L_2}. \quad (5)$$

Звідси:

$$q_1 = \sqrt{\left[ h - \left( Z \cdot \frac{L_1}{L} \right) \right]^2 + \left[ (L_2 - L_1) \cdot \cos \left( 90^\circ - \arccos \left( \frac{Z}{L} \right) \right) \right]^2}. \quad (6)$$

Значення  $q_2$  та  $q_3$  розраховуються згідно схеми (рис. 4)

$$q_2 = x - \sqrt{L^2 - y^2 - z^2}, \quad (7)$$

де  $x, y, z$  – координати переміщення робочого органу, мм.

$$q_3 = L'_3 \cdot \sin \gamma + C \cdot \sin \lambda + a, \quad (8)$$

де  $C, L_3, L_5, L_4$  – відстані між відповідними з'єднаннями ланок, мм.

$$L'_3 = L_3 \cdot \cos \alpha; \quad (9)$$

$$\gamma = \arccos \frac{y}{L'}; \quad (10)$$

$$L' = L \cdot \cos \alpha; \quad (11)$$

$$\lambda = 90^\circ - \gamma; \quad (12)$$

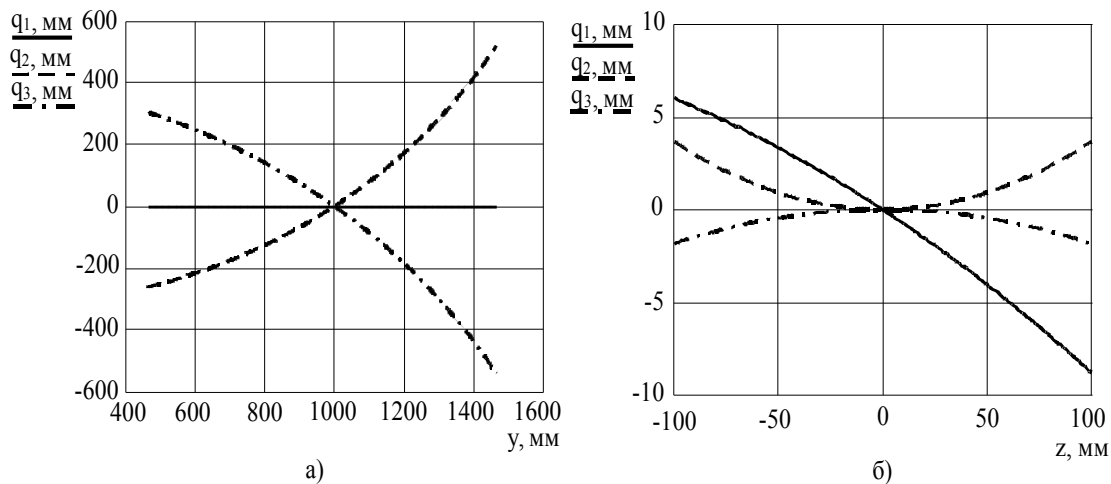
$$a = \sqrt{(L_5)^2 - (L'_3 \cdot \cos \gamma - C \cdot \cos \lambda + L_4)^2}. \quad (13)$$

Звідси:

$$q_3 = (L_3 \cdot \cos \alpha) \cdot \sin \left( \arccos \left( \frac{y}{(L \cdot \cos \alpha)} \right) \right) + C \cdot \sin \left( 90^\circ - \arccos \left( \frac{y}{(L \cdot \cos \alpha)} \right) \right) + \sqrt{(L_5)^2 - \left[ \left( (L_3 \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \left( \arccos \left( \frac{y}{(L \cdot \cos \alpha)} \right) \right) \right) - C \cdot \cos \left( 90^\circ - \arccos \left( \frac{y}{(L \cdot \cos \alpha)} \right) \right) + L_4 \right]^2}. \quad (14)$$

**Аналіз кінематичних залежностей.** Розглянуто залежності переміщення приводів від координат положення робочого органу  $Y, Z$  (рисунок 5).

З графіка (рис. 5, а) видно, що для переміщення робочого органу по осі  $Y$  на 1000 мм приводи  $q_3$  та  $q_2$  необхідно перемістити на 800 мм, в негативному та позитивному напрямках відповідно. При цьому привід  $q_1$  залишається нерухомим.



а) від координати  $Y$  робочого органа; б) від координати  $Z$  робочого органа

Рисунок 5 – Графіки залежностей переміщень приводів

Для переміщення робочого органа по осі  $Z$  на 100 мм в позитивному або негативному напрямку привід  $q_1$  зміститься відповідно на 6 та 9 мм (рис. 5, б). Одночасно приводи  $q_2$  та  $q_3$  компенсують переміщення робочого органа по координатам  $X$  та  $Y$ , зміщуючись відповідно на 2 та 3 мм.

#### Висновки і напрямки подальших досліджень.

1. Розроблений механізм забезпечує переміщення робочого органу по трьом координатам, причому для переміщення по координаті  $Z$  робочий орган шарнірно зв'язаний з платформою двома ланками, які утворюють паралелограмний поворотний механізм та шарнірно з'єднуються між собою за допомогою штанги змінної довжини. Конструкція механізму захищена патентом України.

2. Визначені зворотні кінематичні залежності механізму, необхідні для управління приводами верстата.

3. Переміщення робочого органа перевищують переміщення приводів: по координаті  $Y$  приблизно у 1,25 рази, по координаті  $Z$  – до 10 разів, що вимагає оптимізації конструктивних параметрів паралелограмного поворотного механізму.

4. Результати кінематичного аналізу дозволили окреслити напрямки подальших досліджень: оптимізація конструктивних параметрів верстата; розробка тривимірної моделі верстата; визначення робочої зони механізму, яка обмежується точністю положення робочого органа та швидкісними можливостями приводів.

#### Список літератури

1. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ / Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Кириченко А.Н. Станки с параллельной кинематикой: быстрее, точнее, прочнее // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2005. – №9. – С. 26-28.
3. Верстат: Патент на корисну модель №27361 України / А.М. Кириченко, В.М. Пестунов, С.М. Заїка (Україна). – Заявл. 25.06.2007; Опубл. 25.10.2007, Бюл. №17. – 2 с.

На основани анализе возможных компоновок трехкоординатного станка, выбрана компоновка с комбинированной кинематической структурой. Произведено решение обратной задачи кинематики, по результатам которой проведен анализ кинематических зависимостей механизма.

By analysis of possible structural configurations of three-way machine, the arrangement is chosen with the composite kinematics. The reverse kinematical task is solved and the analysis of kinematical dependences of mechanism is carried.

**Е.К. Посвятенко, проф., д-р техн. наук**

*Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”*

**В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Н.І. Посвятенко, доц., канд. техн. наук**

*Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”*

**В.В. Русских, канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Ремонт шестеренних насосів гідросистем дорожніх машин

В статті описано дослідження ресурсозберігальної технології ремонту шестеренних насосів шляхом контактного наварювання зносостійких композиційних порошкових матеріалів на вершини зубців з наступною термоциклічною обробкою. Доведена можливість ремонту шестеренних насосів під ремонтний розмір. Визначено склад порошкового матеріалу для відновлення шестерень та оптимальні режими контактної наварювання. Зносостійкість шестерень, відновлених контактним наварюванням перевершує зносостійкість серійних шестерень у 4 рази. Це служить основою збільшення ресурсу насосів, які відремонтовано за новою технологією.

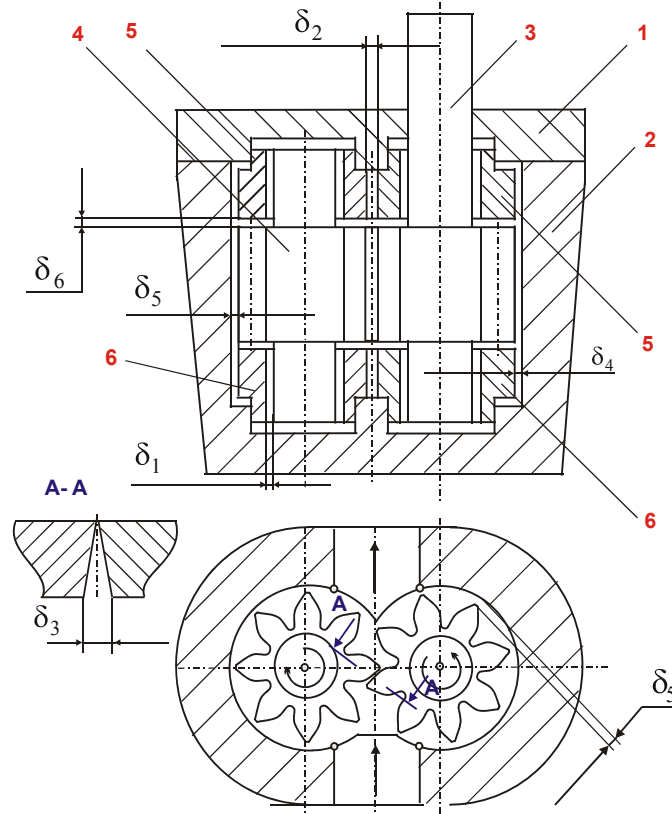
**шестеренний насос, ремонт, відновлення, контактне наварювання, композиційні порошкові матеріали, термоциклічна обробка, ремонтний розмір**

Гідропривід є одним з основних технічних засобів передачі енергії в бульдозерах, автогрейдерах, скреперах, екскаваторах, самохідних кранах, тягачах та інших будівельних і дорожніх машинах та обладнанні. Використання гідроприводу дозволяє значно підвищити їх ефективність знизити матеріаломісткість, підвищити продуктивність праці, легко здійснити механізацію і автоматизацію робіт, спростити передачу енергії на відстань в будь-якому напрямку в межах машини без застосування складних передавальних пристроїв, знизити зусилля на органах керування.

Найбільш поширеним джерелом енергії гідроприводу є шестеренний насос. Його переваги над іншими типами насосів (поршневими, пластинчастими, плунжерними та ін.) полягають у використанні в кінематиці гідромашини лише обертального руху та у відсутності безпосереднього контакту робочих органів (зубців шестерень) з корпусом. Це дозволяє суттєво знизити інтенсивність процесів тертя і, отже значно підвищити надійність насоса. У той же час сучасні шестеренні насоси здатні забезпечувати високий тиск в гідросистемі: машини третього покоління до 16 МПа, а четвертого – до 25 МПа при високій продуктивності.

Значна частина парку дорожніх машин України, які оснащено гідроприводом, ремонтується. Однак, як показує досвід експлуатації, надійність відремонтованих насосів значно поступається надійності нових. Пояснюється це відсутністю системної інформації щодо причин відмови цих гідромашин та стосовно вибору оптимальних методів відновлення їх зношених деталей і технології ремонту насоса в цілому. Ефективним напрямком усунення цих недоліків є поліпшення якості технічного обслуговування і ремонту шестеренних насосів, створення нових методів відновлення зношених деталей, що дозволить знизити витрати на ремонт і підвищити надійність відремонтованих насосів гідросистем будівельних і дорожніх машин. Отже, підвищення надійності і якості ремонту шестеренних насосів типу НШ є актуальною науковою і народногосподарською проблемою.

Аналіз літературних даних показує, що зношування деталей шестеренних насосів є основною причиною зниження його функціональних параметрів і ресурсу, з чим пов'язано 67...75 % відмов насосів [1]. Зношування деталей насоса викликає зміну первинної макро- і мікрогеометрії поверхонь та їх фізико-механічних властивостей [2], що призводить до порушення початкових посадок, виникнення перекошування деталей та зменшення початкової зони контакту в спряженнях. Наслідком цього є порушення герметичності нагнітальної порожнини і зростання внутрішніх втрат, величина яких визначає основні технічні характеристики насоса. Основні зазори в спряженнях деталей насоса, через які відбуваються внутрішні втрати робочої рідини представлені на рис. 1.



$\delta_1$  – зазор в спряженні «цапфа - втулка»;  $\delta_2$  – зазор в спряженні стиків втулок;  
 $\delta_3$  – зазор в спряженні евольвентних профілів зубців шестерень;  $\delta_4$  – зазор в спряженні «корпус - втулка»;  
 $\delta_5$  – радіальний зазор в спряженні «корпус - шестерня»;  $\delta_6$  – торцевий зазор в спряженні «шестерня-втулка»

Рисунок 1 - Схема зазорів в основних спряженнях шестеренного насоса

Інтегральним показником, що визначає працездатність насоса, є коефіцієнт подачі  $\eta_v$ . Допустимим його значенням для насосів, що експлуатуються на транспортних засобах є рівень зниження  $\eta_v$  на 20%. (ГСТУ 3-25-180-97). Отже, для транспортних засобів допустимим значенням є коефіцієнт подачі  $\eta_v = 0,80$ , а за вибракувальний параметр беруть  $\eta_v = 0,75$ .

Зношування зубців шестерень по зовнішньому діаметру приводить до зростання радіального зазору та зменшення об'єму робочої камери насоса і в решті-решт, до втрати його працездатності. Таке зношування є причиною вибракування 35% шестерень [3]. У той же час зношування колодязів корпусу також приводить до зростання радіального зазору, в межах 0,19...0,25 мм при гранично допустимому – 0,17 мм, що викликає порушення первинних посадок деталей. В результаті коефіцієнт подачі насоса може зменшитись до 0,7.

В роботі [4] показана залежність коефіцієнта подачі насоса від величини радіального зазору у спряженні «корпус-шестерня», який змінювали шліфуванням шестерень по діаметру. Встановлено, що вже при радіальному зазорі 0,15 мм коефіцієнт

подачі насоса падає нижче 80%. Таким чином, на думку автора, радіальний зазор відіграє вирішальну роль у забезпеченні працездатності шестеренних насосів.

В роботі [5] показано, що збільшення зазорів по-різному позначається на коефіцієнті подачі. Зокрема, ця характеристика швидко падає при збільшенні радіальних зазорів в спряженнях «цапфа - втулка» –  $\delta_1$  і «корпус - шестерні» –  $\delta_5$ , а при збільшенні зазорів в спряженні «корпус - втулка» –  $\delta_4$  від 0,07 до 0,15 мм коефіцієнт подачі насоса навіть дещо зростає.

Окремі дослідники стверджують, що вплив радіального зазору в спряженні «шестерня-корпус» на втрати робочої рідини менший ніж в спряженнях «втулка - корпус»  $\delta_4$  і «шестерня-втулка»  $\delta_6$ .

В роботах Кулешкова Ю.В. та Черновола М.І. [6 та ін.] показано, що найбільш навантаженим є спряження шестерень насоса по евольвентному профілю. Із збільшенням зазору по лінії контакту зубців з 0,05 до 0,30 мм втрати через це спряження зростають з 0,258 до 55,6 дм<sup>3</sup>/хв. Частка втрат через спряження зубців шестерень по евольвентному профілю в окремих випадках може складати понад 80 % [7].

В реальних умовах експлуатації відбувається одночасна зміна зазорів у всіх спряженнях насосів, яка носить нерівномірний характер. Отже, і розподіл втрат буде визначатися, як початковим станом спряження, так і величиною зазорів в спряженнях на кожній стадії експлуатації насоса. Таким чином, існує нерівнозначність оцінок різними авторами внутрішніх втрат в насосі. Тому це питання потребує додаткових досліджень з урахуванням динаміки зміни зазорів у спряженнях насоса.

Отже, аналіз наведених вище та інших літературних джерел за профілем нашого дослідження показав, що зношування деталей насоса веде до зростання зазорів в його спряженнях, наслідком чого є зростання внутрішніх втрат робочої рідини, що призводить до зниження його основних технічних характеристик і навіть до виходу насоса з ладу. Проте в цих джерелах наведено різні, нерідко, протилежні дані і висновки стосовно виду, характеру і величини зношування шестерень насосів, що визначає потребу у проведенні спеціального дослідження.

Однак, попередніми нашими дослідженням [8] встановлено, що середнє зношування спряження «корпус-шестерня» у порожнині всмоктування складає 0,130...0,466 мм, а зношування в сполученні «цапфа-втулка» – 0,120...0,154 мм, тобто швидкість зношування спряження «корпус-шестерня» в 1,1...3,0 рази більша, ніж спряження «цапфа-втулка», що сприяє зростанню радіальних втрат. Це дозволило зробити висновок про те, що при ремонті шестеренних насосів типу НШ основну увагу слід приділити ремонту спряження «корпус-шестерня» як найбільш слабкої ланки цих гідромашин.

На основі аналізу джерел літератури запропоновано класифікацію способів ремонту насосів шляхом відновлення спряження «корпус-шестерня». Відповідно до цієї класифікації існуючі методи ремонту деталей насосів були розподілені на дві групи – під номінальний і ремонтний розміри. Встановлено, що одним з перспективних способів ремонту насосу є збільшення шестерень по зовнішньому діаметру до ремонтного розміру. Такий спосіб дає можливість відновити об'ємну подачу і коефіцієнт подачі насоса.

Також було запропоновано класифікацію способів ремонту зубців шестерень по зовнішньому діаметру (рис.2).

Шестерні насосів НШ мають складну розвинуту робочу поверхню, при створенні якої висуваються високі вимоги щодо точності і шорсткості. Це, а також незначне допустиме зношування шестерень обумовлюють необхідність ретельного підходу до вибору методу відновлення, яке найчастіше виконується шляхом усунення

слідів зношування робочих поверхонь звичайним шліфуванням під ремонтний розмір в межах товщини зміцненого шару [9]. Однак при цьому досить складною є технологія ремонту корпусу.

Зважаючи на високу твердість і незначне допустиме зношування робочих поверхонь шестерень були створені методи їх відновлення гальванічними покриттями (насталюванням і хромуванням) [10]. Проте електролітичне нарощування металів відзначається тривалістю і високою дефектністю технологічного процесу отримання покриттів на складних робочих поверхнях.



Рисунок 2 - Класифікація методів відновлення зубців шестерень насосів НШ по зовнішньому діаметру

На відміну від інших методів, ремонт шестерень пластичним деформуванням [11 та ін.] дозволяє здійснити комплексне відновлення усіх зношених поверхонь та забезпечує скорочення технологічного процесу. Довговічність відновлених пластичним деформуванням деталей на 15...25 % вища, ніж виготовлених методами різання. Однак метод вимагає повторного циклу термічної обробки шестерень і трудомісткої чистової механічної обробки.

Класичними дослідженнями М.М. Хрущова і М.А. Бабичева [12] доведено, що для успішної протидії абразивному зношуванню необхідно поверхням, що зношуються, надавати твердість, яка була б не меншою твердості абразивних частинок. Традиційні методи хіміко-термічної обробки не забезпечують підвищених вимог щодо зносостійкості поверхонь шестерень насосів, хоча зміцнення сталевих шестерень цементацією дозволяє досягти практично граничної твердості робочих поверхонь (HRC 58...62). Виходячи із сказаного, перспективним напрямком відновлення зношених шестерень слід вважати нанесення композиційних покриттів, що відзначаються високим рівнем зносостійкості, міцності, твердості та корозійної стійкості. При цьому бажано відмовитись від досить грубих газотермічних методів напilenня, оскільки шестерні насосів та їх спряження є прецизійними деталями і парами. Із публікацій останнього часу та результатів окремих наших досліджень витікає, що надзвичайно перспективним напрямком вирішення проблеми підвищення довговічності швидкозношуваних деталей є нанесення зносостійких порошкових покриттів в режимі спікання і наварювання, заснований на принципах порошкової металургії та контактного зварювання [13–16].

В якості порошкових матеріалів згідно з цією технологією використовуються однокомпонентні порошки металів і легованих сплавів, а також порошкові суміші. В сумішах твердим зміцнюючим компонентом може служити одне або декілька сполук

типу карбідів, боридів, силіцидів, нітридів і окислів металокераміки і кераміки. Нанесення таких матеріалів при відновленні та зміцненні деталей, що працюють при абразивному зношуванні, методами контактного наварювання дозволяє підвищити зносостійкість поверхонь в кілька разів. При цьому при контактному наварюванні не погіршуються вихідні властивості матеріалу деталі і компонентів композиційного матеріалу, оскільки процес відбувається в твердій фазі.

На основі аналізу джерел літератури була сформульована мета дослідження, яка полягала у підвищенні довговічності шестеренних насосів при їх ремонті шляхом застосування ефективної ресурсозберігальної технології відновлення на основі контактної наварювання на зношені вершини зубців шестерень зносостійких композиційних порошкових матеріалів з одночасною термоциклічною обробкою.

Для досягнення поставленої мети вирішувались наступні завдання дослідження:

- вивчалось зношування та технічний стан спрацьованих шестерень насосів;
- визначався склад зносостійких композиційних порошкових матеріалів для створення поверхневого шару при відновленні;
- встановлювались режими зміцнення шестерень, що забезпечували б достатню міцність зчеплення з основою і зносостійкість зубців;
- досліджувались фізико-механічні властивості покриттів;
- проводились випробування відремонтованих насосів;
- розроблялась ресурсозберігальна технологія на основі результатів досліджень.

Результати мікрометрування зношених поверхонь оброблялися методами математичної статистики.

Вибір порошкового матеріалу для контактної наварювання відбувався у два етапи. Критерієм вибору матеріалу матриці і наповнювача на першому етапі була твердість покриттів. На другому етапі виконано оптимізацію складу порошкового матеріалу за критеріями твердості кераміко-металевого покриття, міцності зчеплення та зносостійкості.

Для контактної наварювання порошку на вершини зубців шестерень була розроблена установка на базі машини для контактної точкового зварювання МТ-2527. Зовнішній вигляд установки та принципова схема пристрою для автоматизації процесу контактної наварювання представлені на рис. 3, а.

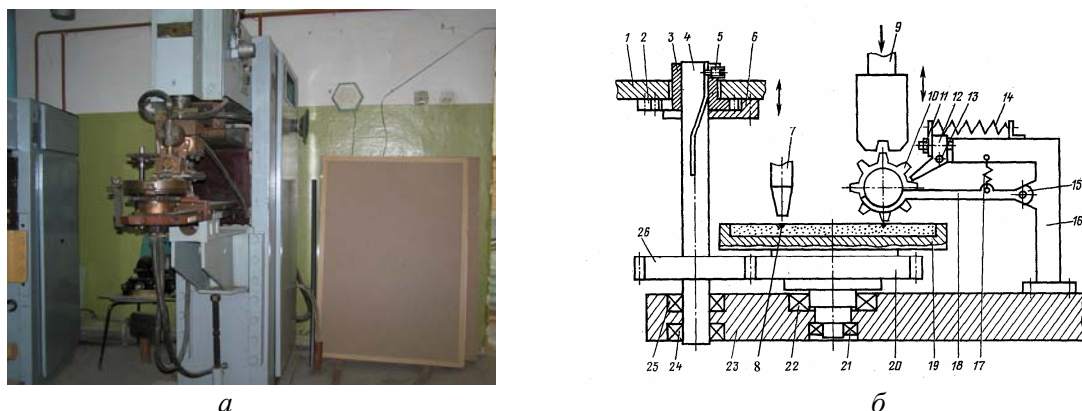


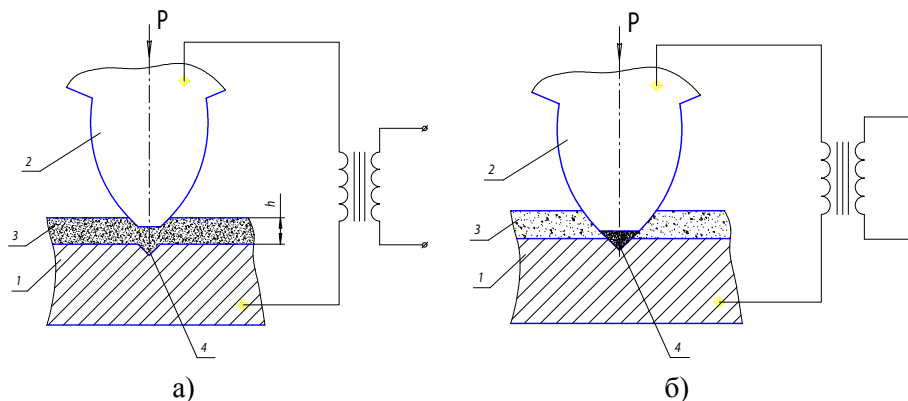
Рисунок 3 - Установка для контактної наварювання на зношені вершини зубців шестерень (а) та принципова схема пристрою для автоматизації процесу наварювання (б)

Пристрій (рис. 3, б) складається з опорної плити 23, верхнього 9 і нижнього електрода 19, механізму повертання нижнього електрода, підтримуючого пристрою і механізму повертання шестерні, що відновлюється. Нижній електрод виконаний у формі тарілки із спеціальними профільними заглибленнями 8 для формування близького до евольвентного

профілю зуба шестерні 10. Підтримуючий пристрій складається з тримача 18, пружини 17, осі 15 і кронштейна 16. Механізм повороту шестерні включає собачку 12, вісь 13, пружину 14 та регульовальний болт 11 з гайкою. Механізм провертання нижнього електроду складається з шестерень 20 і 26, валу 4, підшипників 21, 22, 24, 25, приводної пластини 1 та храпового колеса 3 з собачкою 2. На поверхні валу 4 виконана канавка з похилою ділянкою, по якій переміщується направляючий штифт 5. Храпове колесо встановлене вільно в привідній плиті і підтримується від випадання кришкою 6. Відновлювану шестерню 10 укладають цапфами на тримач 18. Електрод 9 при опусканні тисне на цапфи і притискає зуб шестерні до нижнього електроду 19. В результаті пресування порошок ущільнюється. При підніманні верхнього електроду пружина 17 піднімає тримач 18, повертаючи його відносно осі 15, закріпленої на кронштейні 16. Шестерня 10 відводиться від нижнього електроду. Один з її зубців, упираючись знизу в собачку 12, застопорену болтом 11, провертає шестерню 10 на тримачі 18. При опусканні шестерні, її зуб тисне на собачку 12 зверху. Собачка повертається навколо осі 13, під дією пружини 14 зіскакує із зуба та встановлюється над ним зверху. Шестерня повертається на один зуб. Далі цикл повторюється.

На рис. 4 а представлена схема контактної наварювання на зношені вершини зубців шестерень на стадії попереднього пресування (а) і заключній стадії (б).

Контактне наварювання порошку проводили так: після попереднього пресування пропускали перший імпульс струму при наступних параметрах наварювання:  $I = 11...15$  кА,  $t_{\text{имп}} = 0,2...0,5$  с,  $P = 30...40$  МПа. Порошок, що наварюється, розігрівається до  $0,90...0,95$  температури плавлення матриці, потім здійснювалася термоциклічна обробка подачею  $3...7$  імпульсів струму однакової тривалості, що загасають по величині і забезпечують нагрівання покриття до температури на  $50...100$  °С вище точки  $A_{c3}$ . Паузи між імпульсами дозволяють охолонути зоні наварювання порошку на  $50...100$  °С нижче точки  $A_{r1}$ . Пропускання струму за такими режимами забезпечує подрібнення зерна матриці покриття і перехідної зони.



а – стадія попереднього пресування; б – заключна стадія;  
1 – нижній електрод; 2 – шестерня; 3 – порошок; 4 – профілююча канавка

Рисунок 4 - Схема процесу контактної наварювання

За параметр оптимізації процесу було взято міцність зчеплення нанесеного покриття з основою на зрізання. Міцність зчеплення вивчалась на установці УИМ – 50М, яка обладнана вимірювальним пристроєм і самописцем. Випробування покриттів на відносну зносостійкість проводили на машині тертя Х4-Б, порівнюючи зі зносостійкістю еталонного зразка (цементована сталь 18ХГТ).

Дослідження структури наварених покриттів виконували на мікроскопі МІМ-8 і на електронному растровому мікроскопі-мікроаналізаторі BS фірми «TESLA» з енергодисперсійним аналізатором «Lins - 860», що дозволяє паралельно з растрово-електронним дослідженням робити локальні визначення хімічного складу окремих ділянок.

Мікротвердість структурних складових покриття визначали у відповідності з ГОСТ 9450–76 на автоматичному мікротвердомірі японської фірми «Shimadzu» (Японія).

Експериментальні дослідження працездатності насосів проводили на спеціально створеній установці на базі балансірного стенду ККД-6 (DS 1036-4/N), яка дає можливість визначити основні технічні характеристики шестеренного насоса: тиск, подачу, коефіцієнт подачі, механічний та загальний ККД.

Стендові ресурсні випробування проводилися на Кіровоградському ВАТ „Гідросила” по методиці прискорених ресурсних випробувань [17] на спеціальному стенді СИН-25.

Стенд обладнано дозатором для періодичного забруднення робочої рідини, мішалкою для запобігання осідання пилу в баку, пристроєм навантаження і вимірювальними приладами. Насоси випробовуються при циклічному навантаженні з частотою 600...700 циклів за годину і тривалості циклового навантаження 0,50...1,25 с. Температура робочої рідини – 50...70° С. В робочу рідину вносили кварцовий пил з питомою поверхнею 5600 см<sup>2</sup> /г згідно з ГОСТ 8002–74 у кількості 0,10% по масі. Коефіцієнт прискорення ресурсних випробувань для описаної методики складав  $K_y = 200$ . Для проведення випробувань було зібрано 9 насосів НШ–32У, укомплектованих відновленими шестернями, зубці яких було наварено порошками різного складу. На другому етапі випробували 5 насосів укомплектованих шестернями, відновленими наварюванням сумішшю оптимального складу і серійними шестернями. Швидкість наростання тиску в гідросистемі стенду була 350 МПа/с при навантаженні і 1000 МПа/с при розвантаженні. Частота обертання приводного валу – 40 с<sup>-1</sup>.

Після ресурсних випробувань насоси були повторно випробувані на забезпечення ними об’ємної подачі і коефіцієнту подачі при тиску 16 МПа. Після розбирання насосів знову були проведені мікрометричні дослідження величини зношення деталей насоса.

Технічний ресурс встановлювали безпосереднім визначенням часу напрацювання шестеренного насоса на ресурсну відмову у наведеній нижче послідовності з урахуванням того, що відповідно до ГСТУ 3-25-180-97, граничному стану шестеренного насоса відповідає зниження коефіцієнта подачі у порівнянні з початковим на 20 %:

- визначали коефіцієнт подачі  $\eta_{v0}$  відремонтованого шестеренного насоса;
- проводили перший етап стендових ресурсних прискорених випробувань;
- визначали коефіцієнт подачі  $\eta_{v1}$  відремонтованого шестеренного насоса після першого етапу стендових випробувань;
- визначали швидкість зміни коефіцієнта подачі експериментального шестеренного насоса:

$$V_{\eta^I} = \frac{\eta_{v0} - \eta_{vI}}{K_y \cdot t} = \frac{\Delta\eta_{vI}}{K_y \cdot t}, \quad (1)$$

де  $t$  – тривалість етапу стендових ресурсних прискорених випробувань, в наших дослідженнях  $t = 6$  годин;

- порівнювали коефіцієнт подачі шестеренного насоса після першого етапу стендових випробувань з граничними, тобто з прийнятим  $\eta_{vnp} = 0,80$

$$\eta_{vI} - \eta_{vnp} > 0, \quad (2)$$

при цьому, якщо нерівність (2) виконувалась, то проводили другий та наступні етапи стендових випробувань;

- визначали коефіцієнт подачі  $\eta_{vN}$  відремонтованого шестеренного насоса після проведення N-го етапу стендових ресурсних прискорених випробувань;

- встановлювали швидкість зміни коефіцієнта подачі експериментального шестеренного насоса при проведенні N-го етапу стендових ресурсних прискорених випробувань у відповідності з залежністю:

$$V_{\eta^I} = \frac{\eta_{vN-1} - \eta_{vN}}{K \cdot t} = \frac{\Delta\eta_{vN}}{K \cdot t}; \quad (3)$$

– порівнювали отриманий коефіцієнт подачі шестеренного насоса після проведення N-го етапу стендових ресурсних прискорених випробувань з граничним.

Оцінку результатів прискорених стендових випробувань шестеренних насосів, проводили шляхом визначення середнього ресурсу напрацювання.

$$\bar{T}_n = \frac{\sum_{i=1}^n T_{ni}}{n}, \quad (4)$$

де  $T_{ni}$  - напрацювання і-го насоса на ресурсну відмову.

Щодо гама-процентного ресурсу  $T_{R\gamma}$  як показника довговічності, то його визначали так:

$$T_{R\gamma} = T_z + (\alpha_\gamma - z) \cdot (T_{z+1} - T_z), \quad (5)$$

де  $\alpha_\gamma$  при загальній кількості N достовірних об'єктів при стендових випробуваннях і регламентованій довірчій вірогідності  $\gamma$  ( в наших дослідженнях  $\gamma = 90\%$  ) визначається формулою:

$$\alpha_\gamma = N \left( 1 - \frac{\gamma}{100} \right) + 0,5, \quad (6)$$

а  $z$  – найближчий до  $\alpha_\gamma$  найменший і найбільший порядковий номер членів варіаційного ряду напрацювань на ресурсну відмову у порядку зростання і відповідні їм ресурси  $T_z$  і  $T_{z+1}$ :

$$z < \alpha_\gamma < z + 1. \quad (7)$$

Експлуатаційні випробування проводились на транспортних засобах. При цьому визначались об'ємна подача і коефіцієнт подачі насосів за допомогою приладу КИ–1097Б, дроселя-витратоміра ДР–70 та пристрою КИ6272. Виміряні величини коефіцієнта подачі порівнювали з допустимим значенням у відповідності з ГСТУ 3–25–180–97. Вимірювання проводилися при п'ятикратній повторюваності.

Дослідження показали, що основними дефектами шестерень насосів, які надходять в ремонт, є зношування цапф, вінця по ширині, зубців по зовнішньому діаметру і евольвенті (рис. 5), а також шліців.

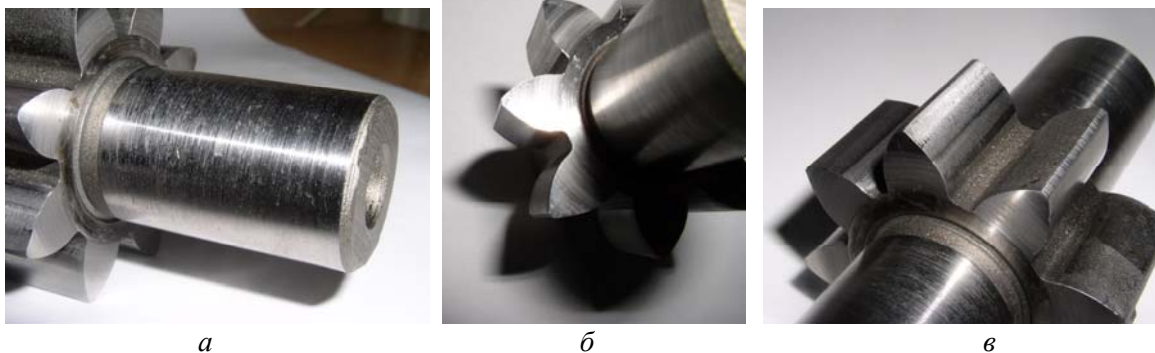


Рисунок 5 - Сліди зношування шестерень насоса на поверхнях цапф (а), торця (б), евольвенти та периферії зубців (в)

В поперечних перерізах цапфи зношуються рівномірно, а слабо виражена конусність із зменшенням діаметру в бік вінця шестерні пояснюється пружними деформаціями, а також відсутністю щільного контакту цапфи з втулкою по усій висоті. Зношування шестерень по зовнішньому діаметру (периферії зубців) носить рівномірний характер, причому його наслідком є зменшення висоти зубців і

збільшення їх товщини біля вершини. В результаті нерівномірного зношування шестерень по ширині вінця, край останніх скруглюються. Це призводить до збільшення втрат через зазори торців. Зношування шестерень по евольвентному профілю незначне, профіль зубців по ширині вінця зношується рівномірно, а по висоті найбільше зношуються ближчі до вершини і западин поверхні.

Що стосується виду зношування, то візуальне та інструментальне макро- та мікродослідження усіх спрацьованих поверхонь шестерень (див. рис. 5), а також корпусу і втулок насосів типу НШ свідчить про яскраво виражену абразивну природу цього процесу. За характером дії абразивних частинок на поверхні, що зношуються, є усі підстави ідентифікувати схему силової взаємодії абразиву з деталями насоса як механічний та гідроабразивний контакти, чи їх поєднання [18]. Про гідроабразивну природу зношування йшлося у наших попередніх публікаціях [19 та ін.]. Проте тепер постало питання про джерело виникнення абразивних частинок у гідросистемах сучасних машин, які оснащено ефективними засобами захисту від потрапляння абразиву у контакт: ущільненнями, фільтрами, відстійниками, магнітними уловлювачами тощо. Логічною відповіддю на це питання є припущення про те, що абразивні частинки генерує сам поверхневий шар сталей зубців шестерень, твердість якого після цементації та гартування сягає HRC 58–62. При цьому корпус та втулки насоса, які виготовляють з алюмінієвих або інших кольорових сплавів не можуть генерувати частинки, які зношували б поверхні сталей деталей. Отже, якщо висловлене вище припущення вірне, то логічною є також гіпотеза про переважно кавітаційне зношування на початку експлуатації нового чи відремонтованого шестеренного насоса. Відомо [18], що таке зношування відбувається в результаті багатоциклової дії на поверхню гідравлічних ударів, що виникають при миттєвому закритті мікропорожнин (бульбашок) поблизу поверхні деталі. Кавітаційні бульбашки утворюються у гідродинамічному потоці рідини внаслідок з'явлення у ній об'ємів з низьким тиском. Закриття бульбашки відбувається зі збільшенням зовнішнього тиску зі швидкістю звуку. Звільнена енергія акумулюється у поверхневих шарах деталі і витрачається на руйнування матеріалу шляхом виривання з поверхні мікрооб'ємів, які уже у вигляді абразивних частинок надходять у робочу рідину. На зношеній поверхні лопастей турбін, гребних валів, насосів та інших гідротехнічних пристроїв спостерігаються "віспинки", що характерні для кавітаційних процесів. Проте на зношених деталях шестеренних насосів, що надходять на ремонт, спостерігаються лише поздовжні подряпини, оскільки початкові кавітаційні "віспинки" зішлифовуються абразивними частинками, що знаходяться в робочій рідині. Таким чином, на нашу думку, зношування шестерень насосів має кавітаційно-гідроабразивну природу. Особливо це стосується зовнішніх поверхонь (периферії) зубців, яка у відповідності з кінематикою гідромашин типу НШ не повинна контактувати з поверхнями інших деталей.

У праці [18] відзначається, що високою зносостійкістю при кавітаційному зношуванні характеризуються аустенітні сталі, що добре зміцнюються холодною пластичною деформацією (наклепом). Проте реалізувати цю рекомендацію у насосах НШ, де застосовуються сталі шестерні, що зміцнені традиційною хіміко-термічною обробкою, неможливо. Ефективним шляхом боротьби з кавітаційно-гідроабразивним зношуванням є нанесення на робочі поверхні композиційних порошкових матеріалів, у яких м'яка в'язка матриця вміщує зносостійкі компоненти (карбіди, бориди, нітриди, оксиди).

Результатом дослідження технічного стану шестерень було визначення точкових і інтервальних характеристик зношування робочих поверхонь шестерень, а також законів розподілу зношувань.

Для первинної обробки даних використовували модуль Basic Statistics/Tables і модуль Nonparametric Statistics пакета програм STATISTICA. Подальша обробка даних про зношування шестерень насосів НШ-32У полягала у перевірці статистичних рядів на «випадаючі крапки» з використанням критерію Ірвіна. Аналіз систематизованих даних показав, що розподіл величини зношування елементів шестерень насоса НШ-32У істотно відрізняється від нормального закону. При цьому значення коефіцієнта варіації і відносної похибки одиничного вимірювання завищені, що викликане значним розсіюванням зношувань елементів шестерень, яке пов'язане з неоднаковим технічним станом насосів, що надходять у ремонт, через різні умови їх експлуатації.

Потім визначався теоретичний закон розподілу, який порівнювався з експериментальними даними по визначенню зношувань елементів шестерень насоса НШ-32У. За отриманими результатами була побудована графічна залежність для зношування зубців шестерень по зовнішньому діаметру, яка ілюструє отримані статистичні дані (рис. 6). Із графіку видно, що ця залежність відповідає теоретичному закону розподілу Вейбула. Розподіл зношування зміщено у бік менших його значень. Це пояснюється недостатнім ресурсом спряження «корпус-шестерня», зокрема швидким зношуванням вершин зубців шестерень.

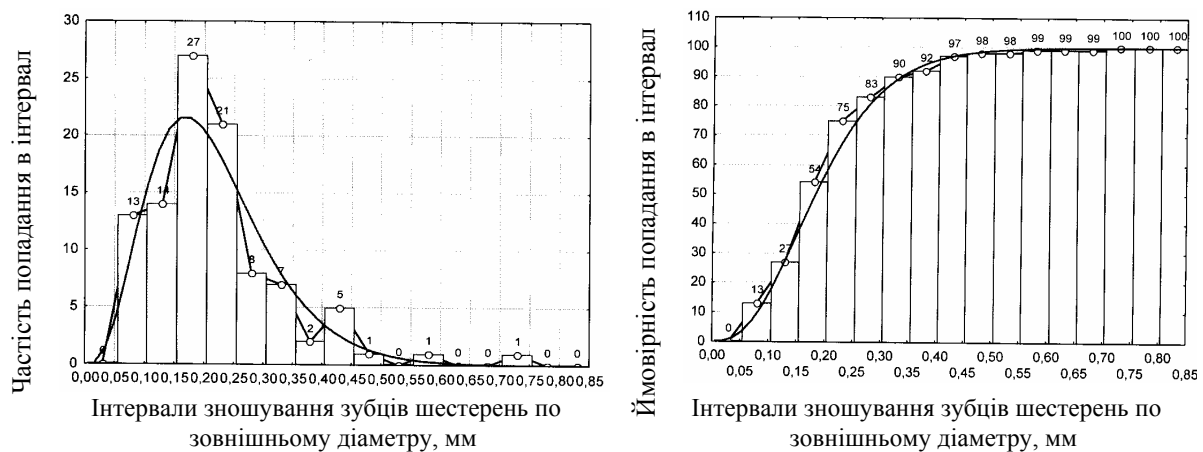


Рисунок 6 - Розподіл ймовірностей зношування зубців шестерень насоса НШ-32У по зовнішньому діаметру

У наступній частині дослідження отримано статистичні моделі зношених поверхонь у вигляді кореляційних взаємозв'язків величин спрацювання. Встановлено лінійний взаємозв'язок між зносом цапф по діаметру  $DZ$  і зносом вінця шестерні по ширині  $B$  і по зовнішньому діаметру зубців  $D$ :

$$B = 1,6001 \cdot DZ + 0,12115 ; \quad (8)$$

$$D = 0,53270 \cdot DZ + 0,18922 . \quad (9)$$

Моделі у вигляді системи лінійних рівнянь регресії дають можливість з наперед заданою достовірністю  $\alpha$  визначити зношування інших поверхонь шестерень за відомою величиною зношування.

Подальші дослідження стосувалися складу порошкового матеріалу для контактної наварювання на вершини шестерень кераміко-металевих покриттів. При визначенні складу шихти як матеріалу матриці було вибрано порошок ПГ-ФБХ-6-2, що пов'язано з наявністю у ньому бору, який сприяє зміцненню матриці за рахунок мікролегування, формування твердих вторинних карбідів, що утворюються в процесі

спікання і армують металеву матрицю, а також формування самостійних карбідів бору –  $V_4C$ .

В якості зміцнюючої фази використовували карбід хрому, плакований нікелем (КХНП-20). Такий наповнювач має високу твердість, зносостійкість і електропровідність та підвищує здатність порошкового матеріалу до пресування, а також сприяє хімічній активації процесу контактного наварювання. Для отримання гетерогенної структури навареного покриття до складу порошкового матеріалу додатково вводили як наповнювач карбід титану.

Для забезпечення оптимальної щільності порошкового покриття досліджували порошки різного фракційного складу. За результатами лабораторних випробувань встановлено, що найвищу відносну зносостійкість мають покриття з порошоків наступного складу: 50% ПГ-ФБХ-6-2 (фракція 30...40 мкм) + 40% КХНП-20 (фракція 50...60 мкм) + 10% TiC (фракція 10...20 мкм).

Математичне планування експериментальних досліджень процесу контактного наварювання дозволило отримати математичну модель для визначення оптимальних параметрів процесу, що забезпечує найвищу міцність зчеплення на зрізання навареного покриття:

$$\sigma = 71,6167 + 3,49167 \cdot I + 3,41833 \cdot P + 4,08333 \cdot t + 3,875 \cdot n + 1,375 \cdot I \cdot t - 0,076 P^2 + 0,725 \cdot P \cdot t - 108,75 t^2 + 7,75 \cdot t \cdot n - 1,0875 n^2. \quad (10)$$

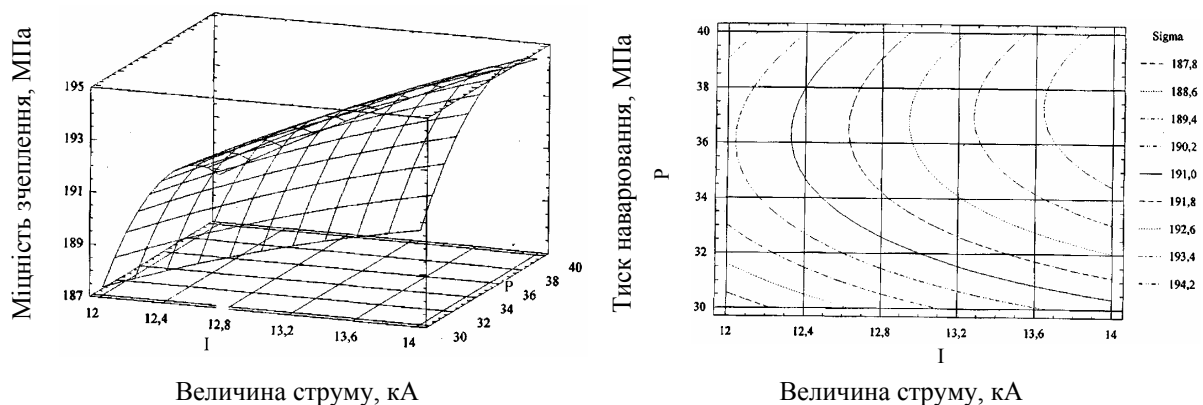


Рисунок 7 - Графік залежності міцності зчеплення покриттів від величини струму  $I$  і тиску наварювання  $P$  при  $n = \text{const}$  і  $t = \text{const}$ , а також графік ліній рівних значень цієї ж залежності

Дослідження були спрямовані на оптимізацію режимів контактного наварювання. Встановлено, що максимальна міцність зчеплення нанесеного покриття з основою  $\sigma = 209,5$  МПа досягається при величині струму –  $I = 14$  кА, тиску пресування –  $P = 37$  МПа, тривалості імпульсу  $t = 0,4$  с і числу циклів –  $n = 6$  (рис. 7.).

Мікроструктура відновленої шестерні в області перехідної зони є дрібногочастим мартенситом з рівномірним розподілом карбідів і незначною кількістю аустеніту, що відповідає технічним вимогам, які висуваються до цементованих сталей. Мікроструктура навареного зміцнюючого покриття наступна:

- матриця – високолегована хромом і бором дрібнодисперсна евтектика, яка складається з вторинних легованих карбідів і легovanого твердого розчину (середньозважена мікротвердість 10,48 ГПа);

- зміцнююча фаза – карбіди хрому і титану, що рівномірно розподілені в матриці і розділяються між собою прошарками металу матриці (рис. 8, 9).



Рисунок 8 - Мікроструктура навареного покриття,  $\times 500$

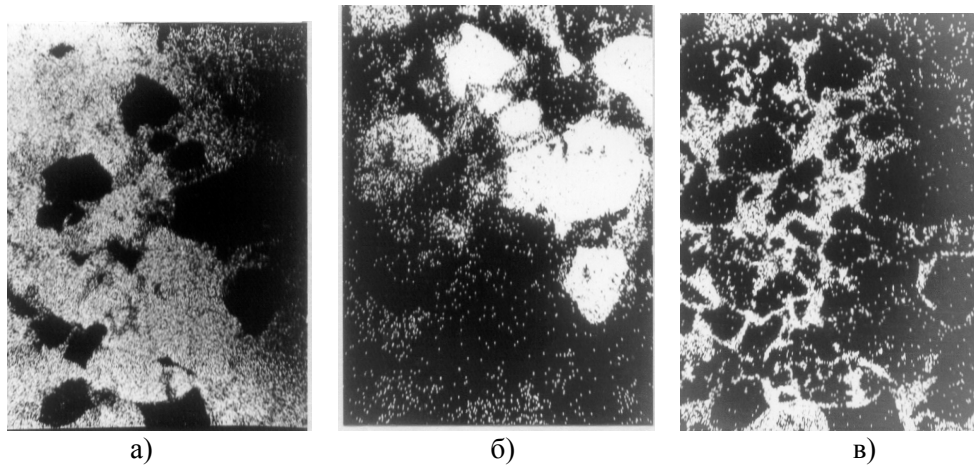


Рисунок 9 - Растрова мікроскопія – розподіл хімічних елементів у мікроструктурі навареного покриття  $\times 400$ : а – Fe; б – Cr; в – Ni

На рис. 10 подано результати дослідження мікротвердості покриття для різних марок матриці.

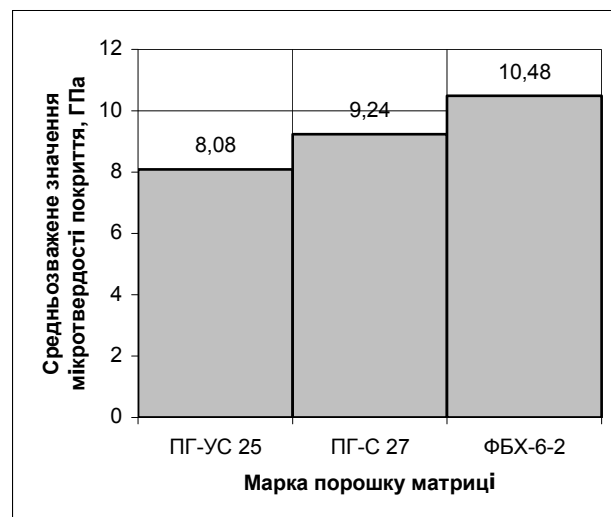


Рисунок 10 - Діаграма розподілу мікротвердості покриття

Прискорені ресурсні випробування показали, що шестерні, які відновлено контактним наварюванням порошоків складу 50% ФБХ–6–2+40% КХНП–20 + 10% ТіС мають у 3,83 рази вищу зносостійкість ніж зносостійкість серійних цементованих шестерень. Зносостійкість корпусу при роботі у поєднанні з відновленими цим складом порошоків шестернями в 1,4 рази вища, ніж при роботі з

серійними шестернями. В цілому ж зносостійкість радіального спряження насоса «корпус–шестерня» вища у 1,92 рази.

Підвищення зносостійкості радіального спряження є основою підвищення довговічності відремонтованих насосів. Ресурс насосів, відремонтованих за новою технологією і укомплектованих шестернями, які відновлено контактним наварюванням порошкових матеріалів під ремонтний розмір вказаного вище складу, складає  $3927 \pm 38$  годин, що на 31% вище серійного.

При проведенні експлуатаційних випробувань було встановлено, що роботи при середньому напрацюванні 850 годин кожен з 16 відремонтованих насосів знаходився у справному стані, забезпечував тиск і подачу в межах відповідно до вимог ГСТУ 3–25–180–97.

За результатами досліджень була розроблена технологія ремонту шестеренних насосів шляхом відновлення і зміцнення шестерень під ремонтний розмір (рис. 11). Наведені категорії ремонтних розмірів елементів шестерень, виконання яких забезпечує номінальну об'ємну подачу насоса.

Економічна ефективність від впровадження нової технології ремонту складає 77 грн. на один насос:

- встановлено, що зношування зубців шестерень насосів НШ переважно має кавітаційно гідроабразивну природу, описується законом розподілу Вейбула, що пояснюється недостатнім ресурсом спряження «корпус–шестерня», зокрема швидким зношуванням вершин зубців;

- обґрунтовано принципові переваги ремонту шестерень насосів НШ під ремонтний розмір збільшенням зовнішнього діаметра зубців як найбільш «слабкої ланки» гідромашин; при цьому доведено, що контактне наварювання композиційних порошкових матеріалів є оптимальним методом відновлення вершин зубців;

- запропоновано спосіб контактного наварювання порошкового матеріалу на зношені вершини цементованих зубців з одночасною термоциклическою обробкою, що дозволяє отримати якісне композиційне покриття, вязка основа якого добре протидіє кавітаційним процесам, а наповнювач – абразивним; визначено склад кращого покриття: 50% ФБХ–6–2 (фракція 30–40 мкм) + 40% КХНП–20 (фракція 50–60 мкм) + 10% TiC (фракція 10–20 мкм);

- визначено оптимальні режими контактного наварювання: величина імпульсу струму 14 кА, тиск пресування порошку 37 МПа, тривалість імпульсу струму 0,4 с, число циклів при термоциклическій обробці 6, які забезпечують мікротвердість поверхневого шару 10,5 ГПа і міцність його зчеплення з основою 210 МПа;

- встановлено, що зносостійкість шестерень, відновлених контактним наварюванням порошку цього складу, перевершує зносостійкість серійних шестерень в 3,8 рази, а зносостійкість радіального спряження в 1,9 рази вища серійного, що стало основою збільшення гамма-процентного ресурсу відремонтованих насосів до 3927 годин, що на 31 % вище ресурсу серійних насосів;

- розроблено схему технологічного процесу ремонту насосів НШ з використанням методу контактного наварювання порошків з одночасною термоциклическою обробкою для збільшення зовнішнього діаметра зубців шестерень під ремонтний розмір;

- подальші наукові та виробничі дослідження будуть спрямовані на розвиток отриманих результатів, зокрема поглибленого вивчення зношування деталей шестеренних насосів, які відновлено контактним наварюванням зносостійких порошкових матеріалів, а також масштабних експлуатаційних випробувань.

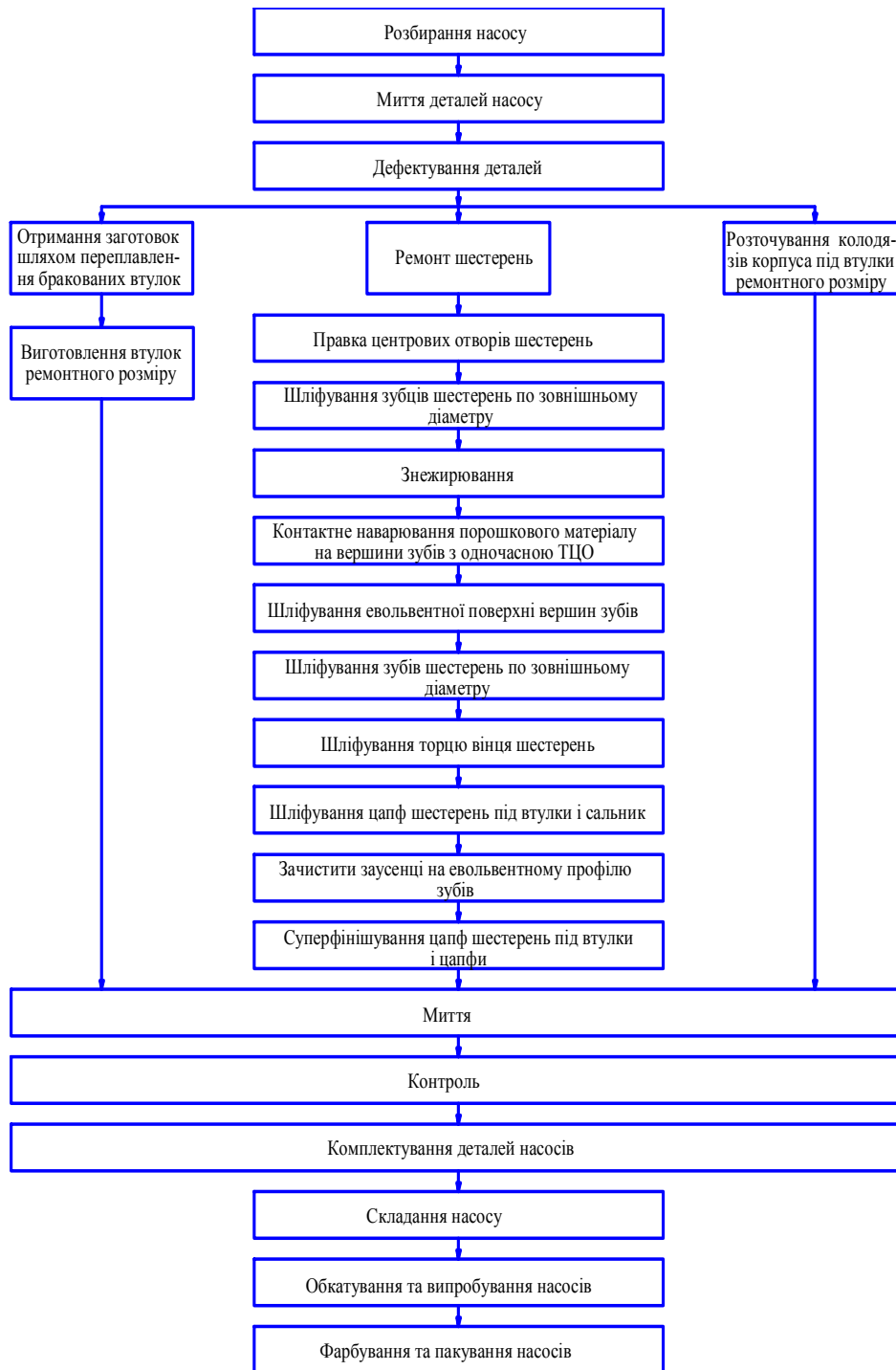


Рисунок 11 - Блок-схема ремонту насосів типу НШ-У

## Список література

1. Тетюхин В.И. Фрейманис Ф.Ж. Янсон В.М. Эксплуатация и ремонт шестеренных, аксиально - поршневых и плунжерных насосов. – Л.: Стройиздат, Ленинградское отделение, 1974. – 184 с.
2. Додин Л.Г. Шестеренные насосы гидравлических навесных систем сельскохозяйственных тракторов. – М.: НИИИавтопром, 1987. – 48 с.
3. Кудрявцев П.Р. Ремонт шестеренных насосов гидроприводов сельскохозяйственной техники // Ремонт промышленных и сельскохозяйственных тракторов с использованием новых методов и средств: Тез. докл. Всесоюзной НТК. – Челябинск, 1981. – С. 251-259.
4. Пашин Ю.Д. Исследование некоторых технологических процессов восстановления деталей шестеренчатых насосов тракторных гидросистем. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Саратов, 1967. – 40 с.

5. Ибрагимов Р.А. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин, эксплуатируемых в условиях хлопководства: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Янгиюль, 1984. – 19 с.
6. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей / За ред. Ю.В. Кулешкова. – Кіровоград, КДТУ, 2002. – 134 с.
7. Рыбкин К.А., Усов Л.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков.–М.: Машгиз, 1960.– 256 с.
8. Кропивний В.М. Русских В.В. Кулешков Ю.В. Підвищення ефективності ремонту насосів НШ відновленням шестерень насосів під збільшений ремонтний розмір // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КІСМ, 1996. – Вип.24.– С. 80–88.
9. Черкун В.Е. Ремонт и долговечность тракторных гидравлических систем. – М.: Колос, 1972. – 256 с.
10. Кропивний В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В. Технология восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ контактной наваркой износостойких композиционных порошковых материалов под увеличенный ремонтный размер // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук, 2005. – Вип. 6. – С. 131–135.
11. Козюменко В.Ф. Исследование условий работы шестеренных насосов в гидросистемах сельскохозяйственных тракторов с целью повышения их работоспособности: Автореф. дис. канд. техн. наук. - Саратов, 1972. – 27 с.
12. Хрущев М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. – М.: Наука, 1970. – 252 с.
13. Дорожкин Н.Н., Абрамович Т.М., Жорник В.Н. Получение покрытия методом припекания. – Минск: Наука и техника, 1980. – 176 с.
14. Рыморов Е.В., Радомысельский И.Д. Электроимпульсное спекание под давлением сложнолегированных износостойких материалов // Порошковая металлургия. – 1974. – Вып. 7.- С. 84–87.
15. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник / И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д. Радомысельский и др. – К.: Наукова думка, 1985. – 624с.
16. Канарчук В.С., Посвятенко Е.К., Лопата Л.А. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів: сучасний стан і перспективи // Вісник Національного транспортного університету. – К.:НТУ. – 2000. – Вип.4. – С.3–14.
17. Кугель Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов. М.: Машиностроение, 1982. – 181 с.
18. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учеб. для техн. вузов / под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.
19. Кропивний В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В. Влияние износа деталей шестеренного насоса на его работоспособность // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КДТУ. – 2003. – Вип. 33. – С.264–271.

В статье описаны исследования ресурсосберегающей технологии ремонта шестеренных насосов путем контактного наваривания износостойких композиционных порошковых материалов на вершины зубьев с последующей термоциклической обработкой. Доказана возможность ремонта шестеренных насосов под ремонтный размер. Определен состав порошкового материала для восстановления шестерен и оптимальные режимы контактной наварки. Износостойкость шестерен, восстановленных контактной наваркой превышает износостойкость серийных шестерен в 4 раза. Это служит основой увеличения ресурса насосов, которые отремонтированы по новой технологии.

In article are described the researches of life-saving repair technology of gear-type pumps using the contract welding-on of wear-resistant composed powdered materials on gear teeth point with consequent thermocyclical treatment. The possibility of gear-pumps repair on repair size is proved. The powdered material compound for gears reduction and the optimal conditions of contact welding-on are proved. The wear resistance of gears recovered lay contact welding-on exceeds the wear resistance of serial gears in 4 times. It serves as basis of enlargement of pumps resource with are repaired on new technology.

## Субструктура поверхні лунки після розмірної обробки дугою

Наведено результати дослідження субструктури поверхні лунок після розмірної обробки дугою та описано фізичний механізм її утворення.

**електрична дуга, фрактографія лунки, гідродинамічний потік, робоча рідина, субструктура лунки, ініціювання дуги**

Розмірна обробка металів електричною дугою (РОД) визначається комплексом фізичних явищ [1, 2, 3], що відбуваються в міжелектродному зазорі малих розмірів (від декілька сотих до декілька десятих часток міліметра) та на поверхні електрода-інструмента і електрода-заготовки: ініціюванням електричної дуги (безконтактним або контактним способом) в умовах потужного гідродинамічного потоку, концентрованим виділенням енергії на поверхні електродів, їх розігрівом та викидом в міжелектродний зазор, виносом потоком твердих, рідких та газоподібних продуктів ерозії із зони обробки, відновленням діелектричних властивостей робочого середовища, взаємо-впливу цих процесів між собою тощо.

Дані явища можна умовно поділити на дві групи:

- явища, що протікають протягом горіння електричної дуги, такі як: розвиток подій щодо виникнення розрядної плазми; виділення енергій на електродах, наслідком якої є ерозія їх поверхні; перенос матеріалу одного електрода на інший; деіонізація робочого середовища тощо;

- гідродинамічні явища в міжелектродному зазорі, що характеризуються, як правило, значно більшою тривалістю протікання: еволюція газових порожнин та примусове вилучення робочою рідиною продуктів ерозії крізь малий міжелектродний зазор. Вони обумовлюють таку важливу залежність продуктивності обробки від площі обробки, впливають на точність процесу обробки, на шорсткість поверхні та обмежують продуктивність обробки, так як лімітують густину струму в електроді-інструменті.

У всій сукупності фізичних явищ процесу РОД фундаментальна роль відводиться явищам, що відбуваються в одиничній лунці при збудженні дугового розряду. Серед них домінують електроерозійні явища на електродах. Але слід відмітити, що незважаючи на велику кількість експериментальних та теоретичних досліджень явища електричної ерозії металів, до теперішнього часу не досягнута повна ясність представлень про його фізичний механізм. Але багатьма авторами встановлено, що в основі цього явища лежать теплові процеси на електродах, які виникають при проходженні електричного струму через межу «електрод – дуговий розряд». В роботі [4], що торкається електроімпульсної обробки, відзначена просторово-часова дискретність таких процесів, які виражаються у виникненні, функціонуванні та вгасанні електродних плям.

Дана стаття присвячена виявленню та дослідженню електроерозійних слідів на поверхні одиничної лунки від функціонування електродних плям в умовах процесу РОД.

Об'єктом експериментального дослідження були наступні торцеві поверхні заготовок після електроерозійної обробки:

- циліндрична заготовка із сталі 45 (діаметр 30 мм), що оброблена графітовим електродом-інструментом (марка МПГ-7, діаметр 15 мм) способом РОД як тіло обертання при наступному режимі: сила технологічного струму  $I = 50$  А, напруга на електродах  $U = 30 \dots 35$  В, статичний тиск робочої рідини на вході в торцевий міжелектродний зазор  $P_{cm} = 1,1$  МПа, пряме прокачування, полярність – зворотна, робоча рідина – технічна вода;

- плоска заготовка із сталі 45, що частково (початкова фаза обробки) оброблена графітовим електродом-інструментом (марка МПГ-7, діаметр 40 мм) способом РОД за принципом прошивання при наступному режимі: сила технологічного струму  $I = 1$  А, напруга на електродах  $U = 45$  В, статичний тиск робочої рідини на вході в торцевий міжелектродний зазор  $P_{cm} = 1,1$  МПа, зворотне прокачування, полярність – зворотна, робоча рідина – органічне середовище;

- плоска заготовка із сталі 1Х18Н9Т, що оброблена графітовим мідним електродом-інструментом (марка М1, розміри в плані –  $15 \times 20$  мм) способом електроімпульсної обробки за принципом прошивання при наступному режимі: сила технологічного струму  $I = 10$  А, напруга на електродах  $U = 100$  В, без прокачування робочої рідини, полярність – зворотна, робоча рідина – органічне середовище. Дана заготовка узята для порівняння із заготовкою після РОД.

Експериментальні дослідження поверхонь лунок після електроерозійної обробки здійснювали з використанням растрового електронного мікроскопа моделі РЕМ-106И, на якому фрактографії поверхонь розглядалися із різним рівням збільшення (від  $\times 40$  до  $\times 30\,000$ ).

В результаті вивчення фрактографій поверхні одиначної лунки тіла обертання після РОД сталі 45 в потоці технічної води виявлено субструктуру лунки (рис. 1, а - г). Електричний дуговий розряд в рамках лунки має складну багатоканальну структуру. Внаслідок цього одиначна лунка складається із великої кількості дрібних лунок (сублунок). Встановлено, що діаметр сублунок зростає в напрямку від периферії до центру одиначної лунки (рис. 1, д, е). Так, середній розмір сублунки на периферії становить 0,0015 мм, між центром та периферією – 0,0040 мм, а центральної сублунки – 0,0150 мм. Останнє пояснюється пінч-ефектом, що приводить до стягування силових ліній струму та їх концентрації біля центру одиначної лунки. При цьому густина струму в центрі дуги приблизно на порядок більше густини струму на периферії одиначної лунки.

Встановлено (рис. 2), що поверхня одиначної лунки після РОД зразка із сталі 45 в потоці органічного середовища гладка і лише має декілька випадкових сублунок. Вони мають форму еліпса, довга вісь якого витягнута в радіальному напрямку відносно центру одиначної лунки. Останнє свідчить про формування сублунок під час розширення газової порожнини, тобто поза залежністю від напрямку потоку в торцевому міжелектродному зазорі.

Із фрактографії поверхні одиначної лунки після електроімпульсної обробки зразка із сталі 1Х18Н9Т в нерухомому органічному середовищі (рис. 3) виявлено субструктуру лунки. Сублунки приблизно однакового розміру в плані (біля 0,5 мкм) рівномірно розташовані в центральній частині одиначної лунки, що свідчить про їх походження: високочастотне пакетне бомбардування поверхні імпульсними розрядами. На периферійній частині одиначної лунки сублунок не виявлено.

Для пояснення причин, за котрими на донній поверхні одиначній лунки утворюються сублунки, виконаємо порівнювальний аналіз умов за якими вони утворилися для різних способів обробки (табл. 1).

Таблиця 1 – Порівнювальний аналіз умов обробки

Спосіб обробки (робоча рідина)	Стан робочої рідини в міжелектродному зазорі	Спосіб ініціювання розряду	Субструктура донної поверхні лунки
РОД (технічна вода)	Динамічний потік	Безконтактний (пробій)	Сукупність різних сублунок з підвищенням розміру до центру
РОД (органічне середовище)	Динамічний потік	Контактний	Гладка поверхня, одиночні сублунки
Електроімпульсна обробка (органічне середовище)	Нерухома	Безконтактний (пробій)	Центральна сукупність Однакових сублунок

В роботі [3] експериментально доказано, що при РОД збудження електричної дуги в динамічному потоці органічного середовища відбувається виключно контактним способом, тобто за рахунок місцевого нагрівання матеріалу до температури плавлення, випаровування, а видалення металу із одиної лунки здійснюється у рідкому (крапельному) стані, або у вигляді конденсованого металевого пару. Наявність контакту між поверхнями електродів в початковій фазі процесу сприяють об'єднанню електродних плям в одну, результатом чого є одиї лунка з гладкою донною поверхнею. В той же час при РОД збудження електричної дуги в динамічному потоці технічної рідини відбувається безконтактним способом, тобто за рахунок пробією між-електродного зазору. Останнє пояснюється значно меншою електричною міцністю динамічного потоку води, порівняно з електричною міцністю динамічного потоку органічного середовища. Саме тому на деякій відстані між електродами формується багатоканальна електрична дуга, фізичним наслідком якої є сублунки. При електро-імпульсній обробці збудження електричного розряду в нерухомому органічному середовищу здійснюється також за рахунок пробією [4]. Тому механізм утворення сублунок на донній поверхні одиної лунки аналогічний механізму при РОД з використанням технічної води.

Отримані результати досліджень дозволяють розширити теоретичне уявлення та глибше зрозуміти таке фізичне явище, як електрична дуга в поперечному потоці робочої рідини – інструмент для розмірної обробки металів.

## Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.07 / НТУУ «КПІ». – Київ, 1999. – 36 с.
2. Боков В. М. Розмірне формування поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.
3. Боков В. М., Гросул І. А. Механізм збудження дуги в потоці рідини // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ - Вип. 17. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 108-116.
4. Электроэрозионная обработка металлов / М. К. Мицкевич, А. И. Бушик, И. А. Бакуто и др.; Под ред. И. Г. Некрашевича. – Минск: Наука и техника, 1988. – 216 с.

Приведены результаты исследования субструктуры поверхности лунок после размерной обработки дугой и описан физический механизм её образования.

It is given the results of substructure research of hole surfaces in the result of dimensional arc treatment and it is described the physical mechanism of its formation.

М.О. Калита, ас.

Кіровоградський національний технічний університет

## Застосування спектрального методу структурної ідентифікації для визначення математичної моделі багатовимірного об'єкту

В даній статті вперше виведено матриці передаточних функцій об'єкта керування – зерносушильної установки з киплячим шаром в реальних експлуатаційних умовах, а також визначено закон зміни їх параметрів від координати, що характеризує місце розташування каскаду.

**киплячий шар, агент сушки, каскади, математична модель, спектральна щільність, ідентифікація об'єкта, апроксимація, оптимальна САУ, сепарація, факторизація матриць**

Сушарки киплячого шару ефективно застосовуються для сушки дисперсних матеріалів у харчовій, хімічній, вугільній промисловості, сушки будівельних матеріалів.

Так, при Кіровоградському національному технічному університеті розроблено принципово новий вид сушарки, призначеної для сушки зернових у *псевдозрідженому* стані (рис 1). Якщо через шар зернистого матеріалу, що розміщений на решітках (каскадах), пропускати теплоносії з певною швидкістю, то щільний шар збільшується в об'ємі, розрихлюється і набуває стану кипіння.

Проведені дослідження [1] в котрій раз підтвердили необхідність розробки системи автоматичного управління (САУ) процесом створення киплячого шару, адже саме від його наявності і залежить ефективність сушки.

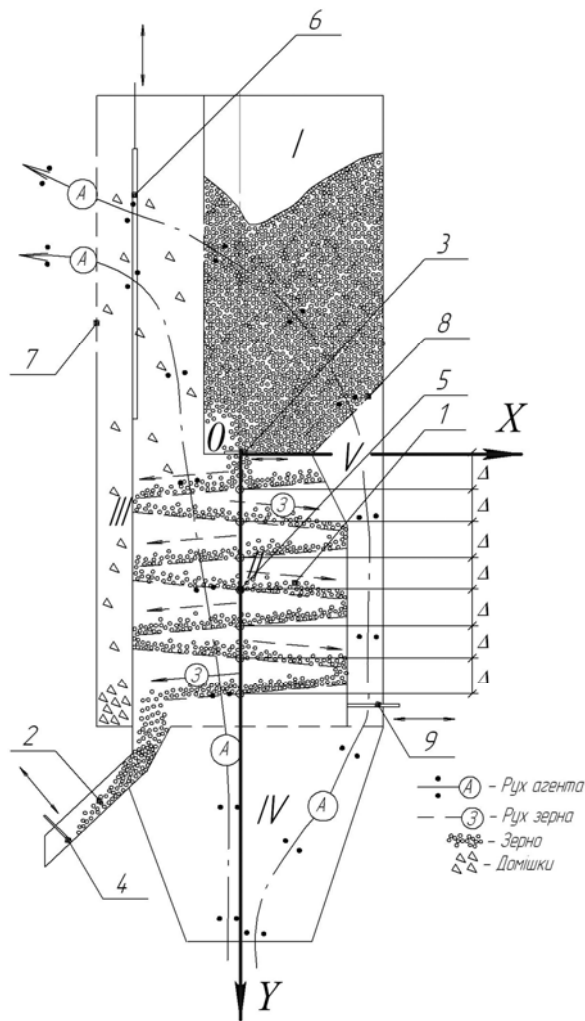
Аналіз літературних джерел показав, що для розробки такої САУ, яка б забезпечувала найкращу якість стабілізації киплячого шару в реальних експлуатаційних умовах, необхідно застосовувати методи динамічного проектування оптимальних систем. Вихідними даними для таких методів є математичні моделі об'єкта керування і збурюючих діянь.

Якщо на сьогодні більшість відомих нам зерносушарок (ЗСУ) мають свою математичну модель [2], то запропонована зерносушарка з киплячим шаром є новою, неповністю вивченою і тому потребує свого математичного опису.

Так як реалізації вхідних і вихідних параметрів являють собою стаціонарні ергодичні випадкові процеси [4], то мета даної статті полягає у побудові такого математичного опису об'єкта керування, який би дозволив застосувати методологію викладену в [3].

Для досягнення цієї мети будемо вважати, що вихідними сигналами (параметрами контролю і регулювання) для даної зерносушарки є висота матеріалу на кожному з 7-ми каскадів  $V_1-V_7$  і кінцева його вологість  $w$ , що контролюється лише на виході з сушарки. До вхідних сигналів (керуючих параметрів) віднесемо переміщення шибери  $sh$ , що регулює завантаження сушильної камери, і температуру агента  $T$ . Головними джерелами збурень нехай є коливання фізичних параметрів теплоносія (температура, вологовміст, швидкість і т.д.).

Пов'яжемо з об'єктом керування прямокутну систему координат ХОУ так, як це показано на рис 1. Зміна положення шибери  $sh$ , який регулює подачу зерна в камеру сушіння, впливає по-різному, перш за все, на висоту шару матеріалу  $V_1-V_7$  на кожному з 7-ми каскадів, рівновіддалених один від одного на величину  $\Delta$  [см], а вже потім, і на кінцеву вологість зерна  $w$ , на яку безпосередньо впливає і температура теплоносія  $T$ .



I – завантажуючий бункер (камера попереднього нагріву);  
 II – сушильна камера;  
 III – осадова камера;  
 IV – конфузор для нагнітання агента;  
 V – камера для направлення теплоносія у завантажуючий бункер;

1 – каскади-касети (решета);  
 2 – патрубок для вивантаження просушеного матеріалу;  
 3 – шибер вивантаження зерна в сушильну камеру;  
 4 – шибер вивантаження просушеного зерна;  
 5 – шарніри;  
 6 – шибер для відводу відпрацьованого теплоносія;  
 7 – сітка відводу відпрацьованого агента;  
 8 – сітка для потрапляння теплоносія в камеру попереднього нагріву;  
 9 – шибер для надходження агента в камеру попереднього нагріву.

⊙ A – Рух агента  
 ⊙ B – Рух зерна  
 \* – Зерно  
 ΔΔ – Дампшки

Рисунок 1 – Конструкція ЗСУ касетного типу для сушки зернових в киплячому шарі

Такий об'єкт можна представити у вигляді структурної схеми, зображеної на рис. 2. Тоді, згідно схеми, матриця передаточних функцій ЗСУ  $F_{11}$  повинна описувати зв'язки між вимірними сигналами, а саме:

$$\begin{bmatrix} Sh \\ T \end{bmatrix} \cdot F_{11} = \begin{bmatrix} V \\ w \end{bmatrix}, \quad (1)$$

$$\text{де } F_{11} = \begin{bmatrix} F_{11}(1, 1) & F_{11}(1, 2) \\ F_{11}(2, 1) & F_{11}(2, 2) \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$F_{11}(1, 1)$ ,  $F_{11}(1, 2)$ ,  $F_{11}(2, 1)$ ,  $F_{11}(2, 2)$  – передаточна функція об'єкту по каналу  $Sh - V$ ,  $T - V$ ,  $Sh - w$ ,  $T - w$  відповідно.

В такому разі задача побудови математичної моделі зерносушарки розглядаємого класу полягає у тому, щоб за відомими спектральними щільностями вимірних сигналів  $S_{shsh}$ ,  $S_{TT}$ ,  $S_{VV}$ ,  $S_w$  і їх взаємними спектральними щільностями  $S_{shV}$ ,  $S_{shw}$ ,  $S_{TW}$ ,  $S_{VW}$  визначити структуру і параметри матриці передаточних функцій  $F_{11}$  в реальних експлуатаційних умовах, а також знайти закон зміни їх параметрів від координати  $\Delta$ .

Так як реалізації вхідних і вихідних сигналів ЗСУ являють собою стаціонарні ергодичні випадкові процеси [4], то для визначення потрібних математичних моделей застосуємо спектральний метод структурної ідентифікації [3].

Згідно обраного алгоритму, шукана оптимальна матриця оцінок визначається з виразу

$$F = (F_{11}, F_{12}) = R_0^{-1} (T_0 + T_+) D^{-1}, \quad (3)$$

де  $R_0$  – результат факторизації [5] вагового коефіцієнта (для ЗСУ  $R_0 = E_2$ );

$D$  – результат факторизації блочної матриці  $S_{yy}$

$$S'_{yy} = D \cdot D_* = \begin{bmatrix} S'_{uu} & 0_2 \\ 0_2 & E_2 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

в якій  $S_{uu}$  – матриця спектральних щільностей вхідних сигналів

$$S_{uu} = \begin{bmatrix} S_{shsh} & 0 \\ 0 & S_{TT} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$E_2$  – одинична матриця розміром [2x2];

$0_2$  – нульова матриця розміром [2x2];

$(T_0 + T_+)$  – стійка частина результату сепарації [6] матриці  $S'_{yy}$  така, що

$$T = T_0 + T_+ + T_- = R_0 \cdot S'_{yx} \cdot D_*^{-1}, \quad (6)$$

' – знак транспонування;

\* – знак Ермітового спряження [7];

$S_{yx}$  – матриця вигляду

$$S'_{yx} = (S'_{ux}, S'_{\Delta x}), \quad (7)$$

де  $S_{\Delta x}$  – результат факторизації рівняння зв'язку

$$S_{x\Delta} \cdot S_{\Delta\Delta}^{-1} \cdot S_{\Delta x} = S_{xx} - S_{xu} \cdot S_{uu}^{-1} \cdot S_{ux}, \quad (8)$$

$S_{xx}$  – матриця спектральних щільностей вихідних сигналів

$$S_{xx} = \begin{bmatrix} S_v & S_{vw} \\ S_{wv} & S_w \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$S_{ux}$  – матриця виду

$$S_{ux} = \begin{bmatrix} S_{shv} & S_{shw} \\ 0 & S_{TW} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Після поетапного виконання алгоритму (3)-(10), були визначені матриці передаточних функцій  $F_{1l}$  для кожного з каскадів. Порівняльний аналіз даних матриць дозволив визначити, що всі вони мають загально виражену структуру:

$$F_{11} = \begin{bmatrix} F_{11}(1, 1) & 0 \\ F_{11}(2, 1) & F_{11}(2, 2) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\alpha_1(\Delta) \cdot (s + w_1(\Delta))}{s + w_2(\Delta)} e^{-s \cdot \tau_{shV}(\Delta)} & 0 \\ \frac{\alpha_2(s - \varphi)}{s + p_2} e^{-s \cdot \tau_{shw}} & \frac{\alpha_3(s + \varphi)}{s + p_2} e^{-s \cdot \tau_{Tw}} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

тут  $\tau_{shV}$ ,  $\tau_{shw}$ ,  $\tau_{Tw}$  – запізнення по каналу  $Sh - V$ ,  $Sh - w$ ,  $T - w$  відповідно. Значення знайдених параметрів по кожному з каскадів зведені в табл. 1

З таблиці 1 видно, що елементи  $F_{11}(2, 1)$ ,  $F_{11}(2, 2)$  і  $F_{11}(1, 2)$  не змінюють своїх коефіцієнтів по-каскадно, на відміну від  $F_{11}(1, 1)$ . Сталість параметрів пояснюється тим, що і температура агента, і вологість матеріалу вимірювались лише в одній точці і не по-каскадно. А наявність ланки I-порядку в чисельнику і знаменнику їхніх передаточних функцій ґрунтується на тому, що дана конструкція призначена для сушки вологого матеріалу, тому і володіє здатністю акумулювати в собі теплову енергію, в результаті чого відбувається випаровування надлишкової вологи спочатку з зовнішніх, а потім з внутрішніх шарів насіння.

Мінливість параметрів елемента  $F_{11}(1, 1)$  характеризує зв'язок висоти шару зернового матеріалу зі зміною положення шибери. Виконавши їх апроксимацію, наведену на рис 3, отримані наступні аналітичні вирази, що описують залежності  $\alpha_1 = f(\Delta)$ ,  $w_1 = f(\Delta)$ ,  $w_2 = f(\Delta)$ ,  $\tau_{shV} = f(\Delta)$  з 95% довірчою границею

$$\alpha_1(\Delta) = 0,7107 \cdot e^{-0,04036 \cdot \Delta} + 0,6863 \cdot e^{-0,003224 \cdot \Delta}, \quad (12)$$

$$w_1(\Delta) = 0,4482 \cdot e^{-0,147 \cdot \Delta} + 0,1037 \cdot e^{-0,002148 \cdot \Delta}, \quad (13)$$

$$w_2(\Delta) = 0,06535 \cdot e^{-0,1396 \cdot \Delta} + 0,01232 \cdot e^{-0,007514 \cdot \Delta}, \quad (14)$$

$$\tau_{shV}(\Delta) = 33,25 \cdot \Delta + 111,4. \quad (15)$$

Таблиця 1 – Параметри елементів матриці  $F_{11}$

Каскад	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$w_1, \frac{1}{c}$	$w_2, \frac{1}{c}$	$\varphi, \frac{1}{c}$	$p_2, \frac{1}{c}$	$\tau_{shV}, c$	$\tau_{shw}, c$	$\tau_{Tw}, c$	$\Delta, cm$
№1	1.0389	0.64413	0.17955	0.15	0.022	0.07	0.01	2.70	2.25	14.55	15
№2	0.83932	0.64413	0.17955	0.1	0.015	0.07	0.01	7.20	2.25	14.55	30
№3	0.7166	0.64413	0.17955	0.1	0.018	0.07	0.01	10.35	2.25	14.55	45
№4	0.62788	0.64413	0.17955	0.09	0.02	0.07	0.01	9.75	2.25	14.55	60
№5	0.55393	0.64413	0.17955	0.085	0.022	0.07	0.01	35.55	2.25	14.55	75
№6	0.53007	0.64413	0.17955	0.08	0.025	0.07	0.01	36.75	2.25	14.55	90
№7	0.51373	0.64413	0.17955	0.09	0.026	0.07	0.01	30.90	2.25	14.55	105

Те, що елемент  $F_{11}(1, 1)$  має в своєму складі аперіодичну та форсуючу ланки пояснюється інерційністю реагування, яка виникає з властивості каскаду накопичувати зернову масу до деякого значення  $V$  (так як кут нахилу решета невеликий і складає 5-10°), розподілити її по всій площі каскаду, а потім, під дією сили гідравлічного опору киплячого шару, перемішувати її з каскаду на каскад. Зміна частоти  $w_1(\Delta)$  за законом (15) пояснює те, що на швидкість зміни положення регулюючого органу відразу ж реагує перший каскад, а на решту каскадів – через деякий час по мірі надходження зерна з першого каскаду, ця швидкість впливає поступово і, практично, однаково. Частота  $w_2(\Delta)$  характеризує інтенсивність киплячого шару. На нижньому каскаді, біля вентилятора, киплячий шар найінтенсивніший, далі – сила його спадає за законом (14).

Коефіцієнт  $\alpha_1$  змінюється згідно виразу  $\alpha_1(\Delta) = 0,7107 e^{-0,04036 \Delta} + 0,6863 e^{-0,003224 \Delta}$ , адже максимальний вплив регулюючого органу (шибери) на висоту зерна спостерігається саме на першому каскаді (перша точка на графіку), а вже потім, як видно, на інші послідовні решета вплив його спадає за експонентою.

Величина  $\tau_{shV}$  елемента  $F_{11}(1, 1)$  являє собою транспортне запізнення, і так як геометричні розміри 7-ми каскадів-решет ідентичні, то закон зміни описується лінійною функцією (15).

Виходячи з вищезгаданого, висота зернового матеріалу на каскадах змінюється в сукупності з усіма чинниками по-різному, судячи зі зміни параметрів, але структура передаточної функції по каналу Sh-V залишається загальною.

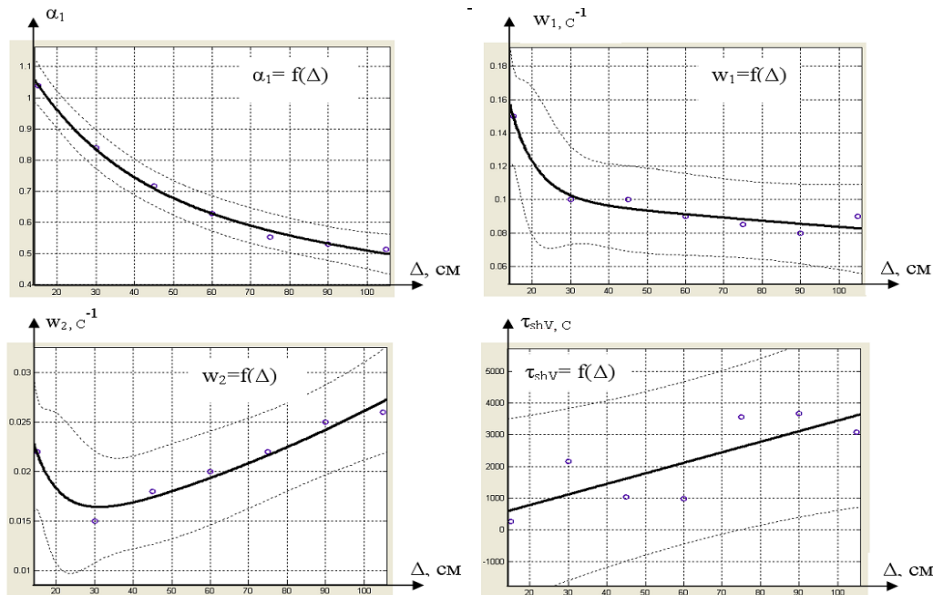


Рисунок 3 – Апроксимація змінних параметрів елемента  $F_{11}(1, 1)$

На основі проведеного експерименту і обробки отриманих даних в цій статті був вперше застосований спектральний метод структурної ідентифікації для виключно нового на сьогоднішній день не ідентифікованого об'єкту – зерносушильної установки з киплячим шаром. Аналіз показав, що така ЗСУ може бути віднесена до класу складних взаємопов'язаних динамічних систем зі змінними параметрами із запізненням. В результаті застосування обраної методики ідентифікації знайдено матриці передаточних функцій об'єкта, зерносушильної установки з киплячим шаром, в реальних експлуатаційних умовах, а також закон зміни їх параметрів від координати  $\Delta$ , саме це і стане основою для подальшого етапу роботи – синтезу САУ технологічним процесом сушки в ЗСУ.

## Список літератури

1. С.І. Осадчий, М.О. Скриннік, І.О. Скриннік Зерносушильна установка з киплячим шаром як об'єкт автоматизації //Збірник наукових праць КНТУ/ Вип..17.– Кіровоград: КНТУ, 2006.– 388 с.
2. Гуляев Г.А. Автоматизация процессов послеуборочной обработки и хранения зерна – М.: Агропромиздат, 1990. – 357 с.
3. Блохін Л.М. Буриченко М.Ю. Стагистична динаміка систем управління. – К.: Видавництво НАУ, 2003. – 209 с.
4. С.І. Осадчий, М.О. Скриннік, І.О. Скриннік Ідентифікація сигналів зерносушильної установки з киплячим шаром в реальних експлуатаційних умовах //Вісник Хмельницького національного університету – 2007.–№3, т. 1.–С. 38-41.
5. М.С. Davis, Factoring the spectral matrix, IEEE Trans. Automat. Control 8 (1963).
6. Алиев Ф.А., Науменко К.И., Ларин В.Б., Сунцев В.Н. Оптимизация линейных инвариантных во времени систем управления. – К.: Наукова думка, 1978. – 309 с.
7. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. – М.: Наука, 1988. – 552 с.

В данной статье впервые выведены матрицы передаточных функций объекта управления – зерносушильной установки с кипящим слоем в реальных эксплуатационных условиях, а также определен закон изменения их параметров от координаты, которая характеризует место расположения каскада.

In this article the matrices of transmission functions of management object are first shown out are options with a boiling layer in the real operating terms, and also the law of change of their parameters is certain from a co-ordinate which characterizes the place of location of cascade.

**М.О.Ковришкін, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук,  
Ю.В.Андрєєв, магістр**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Особливості механічної обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків в загальному випадку верстатного зачеплення

Розглянуто питання про особливості механічної обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків. Виконано розрахунок інтенсивності видалення металу поверхнею дискового інструменту. Наведено результати 3D моделювання інтенсивності видалення металу при обробці конічного черв'яка. **механічна обробка, верстатне зачеплення, конічний черв'як, угнутий профіль**

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. Синтез нових черв'ячних передач відкриває нові напрямки і підходи в розв'язанні наукової задачі підвищення точності і довговічності черв'ячних передач для металорізальних верстатів.

Особливий науковий і практичний інтерес представляє застосування для вузлів металорізальних верстатів черв'ячних передач з угнутих профілем витків черв'яка. Такі передачі відомі своєю високою навантажувальною здатністю, що може практично в два рази перевищувати відповідний показник черв'ячних передач з черв'яками типу  $ZA$  та  $ZI$  [1]. Однак черв'ячна передача з угнутих профілем витка черв'яка [2], створена на основі способу жорсткої неконгруентної виробної пари (ЖНВП) [3] має ряд особливостей, вплив яких на точність механічної обробки черв'ячних коліс і черв'яків необхідно досліджувати. Тому дослідження, спрямовані на підвищення точності черв'ячних передач з угнутих профілем витків черв'яка є актуальними.

Згідно з [2], першим елементом ЖНВП, що використовується для нарізування черв'ячного колеса, є черв'ячна фреза для нарізування евольвентних зубчастих коліс за ГОСТ 9324. Другим елементом ЖНВП є дисковий інструмент, виробна поверхня якого формується дугами гіпербол однопорожнинних гіперболоїдів обертання, що утворюються при обертанні лінійних твірних евольвентного гелікоїда черв'ячної фрези. Згідно з [2] виробні поверхні черв'ячної фрези і дискового інструмента є неконгруентними.

Особливістю такої черв'ячної передачі є те, що для обробки черв'ячного колеса використовується стандартний інструмент, а шліфувальне коло одночасно обробляє обидві сторони западини витка черв'яка. У загальному випадку верстатного зачеплення гвинтова поверхня черв'яка може мати перемінний крок в осьовому перерізі [2].

У роботі [4] розглянуті питання забезпечення точності та особливості механічної обробки циліндричних черв'яків, проте відповідні дослідження щодо конічних черв'яків не проводилися.

Таким чином, для розв'язання питання про підвищення точності обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків необхідно провести дослідження особливостей їхньої механічної обробки, обумовлених застосуванням способу ЖНВП.

Прийmemo за мету роботи дослідження особливостей механічної обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків у загальному випадку верстатного зачеплення з дисковим інструментом.

Для досягнення мети дослідження вирішимо наступні задачі:

- визначення особливостей механічної обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків;
- дослідження особливостей механічної обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків у загальному випадку верстатного зачеплення з дисковим інструментом.

Для розв'язання першої задачі скористаємося роботою [5], де розглянуто загальний випадок верстатного зачеплення конічного черв'яка з дисковим інструментом. Згідно з [5] при нарізуванні черв'як встановлюють так, щоб твірна початкового конуса розташовувалася в початковій площині  $H$  (рис.1).

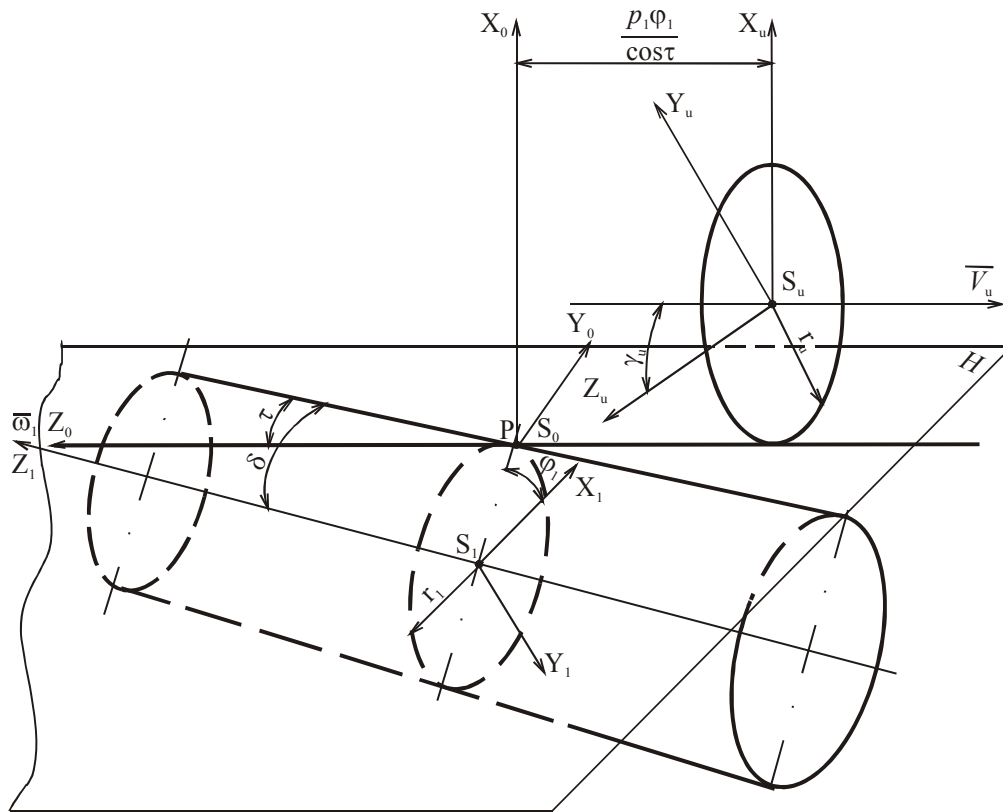


Рисунок 1 – Верстатне зачеплення для нарізання витків конічного черв'яка дисковим інструментом [5]

Початкова площина паралельна вектору швидкості  $\vec{V}_u$  переміщення інструмента. Розрахункова точка  $P$  верстатного зачеплення розташована в початковій площині. Через точку  $P$  проходять розрахункові перетини початкових поверхонь черв'яка та інструмента. Ці перетини перпендикулярні осям початкових поверхонь.

Для інструмента задається радіус  $r_u$  окружності розрахункового перетину. В розрахунковому перетині черв'яка задається радіус  $r_1$  та кут  $\gamma_1$  підйому гвинтової лінії витка. Кут конуса черв'яка дорівнює  $2\delta$ . При нарізуванні черв'як обертається навколо своєї вісі з кутовою швидкістю  $\bar{\omega}_1$ . Згідно з [6] дисковий інструмент рухається вздовж проекції вісі черв'ячної фрези на початкову площину  $H$  з швидкістю  $\vec{V}_u$ . Крім цього дисковий інструмент обертається навколо своєї вісі з кутовою швидкістю  $\bar{\omega}_2$ .

Вектор  $\vec{V}_u$  складає з проекцією вісі черв'яка на початкову площину  $H$  кут  $\tau$ , а з віссю дискового інструмента кут  $\gamma_u$ . Згідно з [6], значення кута  $\tau$  визначається так:

$$\tau = \gamma_1 - \gamma_u. \quad (1)$$

Таким чином, механічна обробка розглянутих конічних черв'яків у загальному випадку верстатного зачеплення має особливості, визначені наявністю кута  $\tau$ . Відомі черв'ячні передачі з угнутих профілем витка черв'яка, крім досліджуваної, цього кута не мають, тобто для них  $\tau = 0^\circ$ .

Отже, можна висунути гіпотезу, що збільшення швидкості поступального руху шліфувального кола  $\bar{V}_u$  під впливом кута  $\tau$  і зміна значення самого кута  $\tau$  приводить до зміни як обсягу металу, що видаляється при обробці, так і інтенсивності цього процесу.

Для розв'язання другої задачі дослідження та підтвердження наведеної вище гіпотези проводився розрахунок обсягу металу, що видаляється з заготовки черв'яка при обробці шліфувальним колом, а також розрахунок інтенсивності процесу обробки як обсягу металу, що видаляється в одиницю часу.

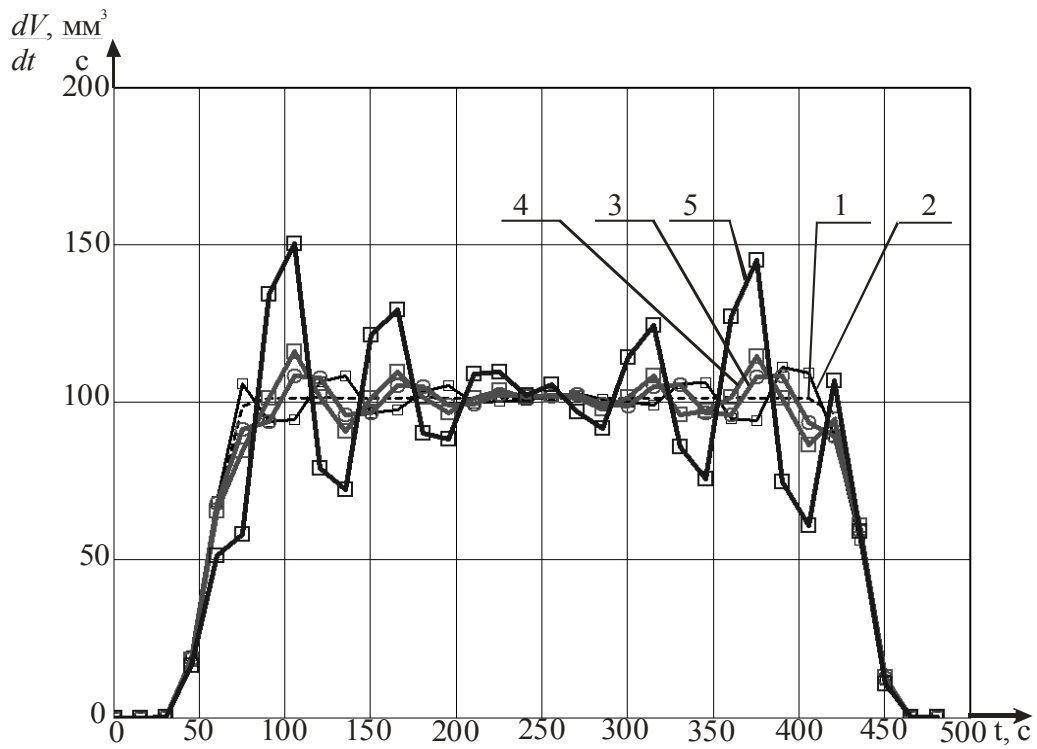
Розрахунок обсягу металу  $V$ , що видаляється в процесі обробки конічного черв'яка, здійснювався на підставі методики, викладеної в роботі [7]. Для забезпечення можливості порівняння результатів цього дослідження та досліджень, виконаних в роботі [4], розрахунок проводився для обробки черв'яка з  $m = 4$  мм,  $z_1 = 1$ ,  $\gamma_1 = 6^\circ 20' 25''$  шліфувальним колом з  $r_u = 150$  мм для значень  $\tau = 0^\circ$ ,  $\tau = 1^\circ$ ,  $\tau = 5^\circ$ , при  $\delta = 0^\circ$ ,  $\delta = 1^\circ$ ,  $\delta = 5^\circ$  для кожного з  $\tau$  та довжині обробленої ділянки 80 мм. Результати розрахунків наведені в табл.1.

Таблиця 1 – Обсяг металу, що видаляється при обробці розрахункового черв'яка

Кут $\gamma_u, ^\circ$	Кут $\tau, ^\circ$	Кут $\delta, ^\circ$	$V, \text{мм}^3$
$6^\circ 20' 25''$	$0^\circ$	$0^\circ$	38778
$6^\circ 20' 25''$	$0^\circ$	$1^\circ$	38607
$6^\circ 20' 25''$	$0^\circ$	$5^\circ$	38468
$5^\circ 20' 25''$	$1^\circ$	$0^\circ$	38818
$5^\circ 20' 25''$	$1^\circ$	$1^\circ$	38601
$5^\circ 20' 25''$	$1^\circ$	$5^\circ$	38470
$1^\circ 20' 25''$	$5^\circ$	$0^\circ$	39404
$1^\circ 20' 25''$	$5^\circ$	$1^\circ$	38909
$1^\circ 20' 25''$	$5^\circ$	$5^\circ$	38898

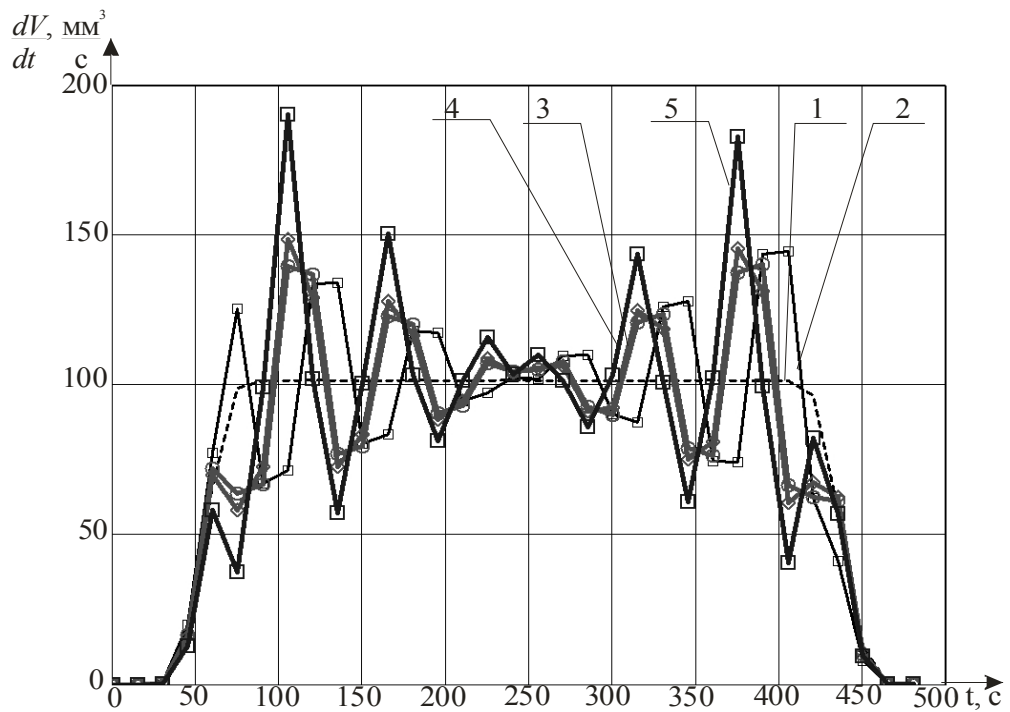
Аналіз табл.1 показує, що при обробці розрахункового конічного черв'яка зміна кута  $\tau$  приводить до зменшення обсягу металу, що видаляється.

Розрахунок інтенсивності процесу механічної обробки  $dV/dt$  проводився на основі методики, викладеної в роботі [7], шляхом визначення руху векторного елемента площі поверхні різання в матеріалі заготовки конічного черв'яка при формоутворенні поверхнею дискового інструмента. Для спрощення інтерпретації отриманих залежностей на основі методики, викладеної в роботі [8], було проведено 3D моделювання інтенсивності процесу обробки розрахункового черв'яка при постійному радіусі  $r_u = const$  і частоті обертання шліфувального кола  $n_u = const$ . Розрахункові точки розташовані через кожні 0,25 оберту черв'яка. Результати 3D моделювання інтенсивності процесу механічної обробки розглянутих вище конічних черв'яків з  $\tau = 1^\circ$  приведені на рис.2, а для конічних черв'яків з  $\tau = 5^\circ$  – на рис.3.



- 1 – циліндричний черв'як типу ZA;  
 2 – циліндричний черв'як з  $\tau = 1^\circ$ ;  
 3,4,5 – конічні черв'яки з  $\tau = 1^\circ$  та з  $\delta = 0^\circ$ ,  $\delta = 1^\circ$ ,  $\delta = 5^\circ$  відповідно

Рисунок 2 – Результати 3D моделювання інтенсивності процесу механічної обробки



- 1 – циліндричний черв'як типу ZA;  
 2 – циліндричний черв'як з  $\tau = 5^\circ$ ;  
 3,4,5 – конічні черв'яки з  $\tau = 5^\circ$  та з  $\delta = 0^\circ$ ,  $\delta = 1^\circ$ ,  $\delta = 5^\circ$  відповідно

Рисунок 3 – Результати 3D моделювання інтенсивності процесу механічної обробки

Аналіз результатів 3D моделювання, наведених на рис.2 та рис.3 показує, що при збільшенні кута  $\delta$  амплітуда коливання обсягу металу, що видаляється в одиницю часу в процесі механічної обробки конічного черв'яка, збільшується. Кут  $\delta$  більше ніж кут  $\tau$  впливає на амплітуду коливання обсягу металу.

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що:

– на процес механічної обробки дисковим інструментом конічних черв'яків з угнутих профілем витків у загальному випадку верстатного зачеплення істотно впливає як кут  $\delta$  так і кут  $\tau$ ;

– збільшення кута  $\delta$  :

1) зменшує обсяг металу, що видаляється при механічній обробці;

2) збільшує амплітуду коливання обсягу металу, що видаляється в одиницю часу при обробці конічного черв'яка;

– збільшення кута  $\tau$  :

1) збільшує обсяг металу, що видаляється при механічній обробці;

2) збільшує амплітуду коливання обсягу металу, що видаляється в одиницю часу при обробці конічного черв'яка, але в меншому ступеню ніж збільшення кута  $\delta$  .

Результати досліджень можна застосувати при виборі розмірів шліфувального кола, призначенні режимів різання, розподілі припусків по операціях при обробці конічних черв'яків з угнутих профілем витків.

## Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Надеин В.С., Ковришкин Н.А. Производящая пара для нарезания червячных передач с вогнутым профилем червяка // Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и редукторов: Тр.междунар.научн. – техн. конф. – Харьков: ХГПУ. – 1997. – С.68–74.
3. Давыдов Я.С. Образование сопряженных поверхностей в зубчатых передачах по принципу жесткой неконгруэнтной производящей пары//Вестник машиностроения. – 1963.–№2. – С.9-13.
4. Ковришкин Н.А., Садченко О.И. Особенности обработки червяков с вогнутым профилем в общем случае станочного зацепления // Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов: Тр.междунар.научн. – техн. конф. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – С.167–172.
5. Ковришкін М.О., Боголюбов С.В. Верстатне зачеплення для обробки дисковим інструментом витків конічного черв'яка з угнутих профілем // Наукові записки – Вип.4. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С.79–83.
6. Ковришкін М.О. Поверхня витків конічного черв'яка з угнутих профілем утворена дисковим інструментом // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ – Вип.12. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С.179–185.
7. Проектирование и расчет металлорежущего инструмента на ЭВМ: учеб. пособие для вузов / О.В.Таратынов, Г.Г.Земсков, Ю.П.Тарамыкин и др.; Под ред. О.В.Таратынова, Ю.П.Тарамыкина. – М.: Высш.шк. – 423 с.
8. Ковришкін М.О., Садченко О.І. Визначення шляхом 3D моделювання об'єму матеріалу, що видаляється при обробці черв'яків з угнутих профілем витків // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2006. – Вип.№17. – С.200–204.

Рассмотрен вопрос об особенностях механической обработки конических червяков с вогнутым профилем витков. Выполнен расчет интенсивности удаления металла поверхностью дискового инструмента. Приведены результаты 3D моделирования интенсивности удаления металла при обработке конического червяка.

The question on features of machining of conic worms with concave profile is considered. Metal removal intensity calculation by a disk tool surface is executed. The results of 3D modeling of metal removal intensity are resulted at processing a conic worm.

## Аналіз впливу характеристик захватних пристроїв промислових роботів на сили їх навантаження

В даній статті наведено приклади силових розрахунків захватних пристроїв при розміщенні їх у різних площинах та різних напрямках руху. Це дає змогу порівняти варіанти затиску деталі та дослідити вплив конструктивних та функціональних характеристик захватних пристроїв промислових роботів на сили затиску.

### **захватні пристрої, силові розрахунки, промислові роботи**

Одним з основних шляхів автоматизації виробничих процесів у машинобудуванні є впровадження промислових роботів. За допомогою цих засобів досягається можливість підвищення продуктивності праці та якості вироблюваної продукції, зниження її собівартості та покращення умов праці і т.н.

Актуальним питанням є дослідження силових навантажень конструкції захватних пристроїв промислових роботів, з розробкою рекомендацій по їх проектуванню та використанню у виробництві.

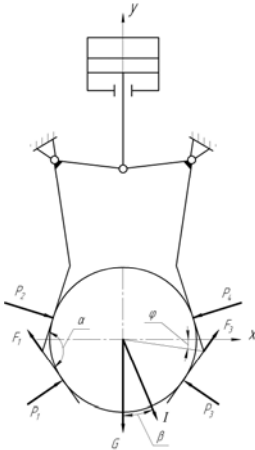
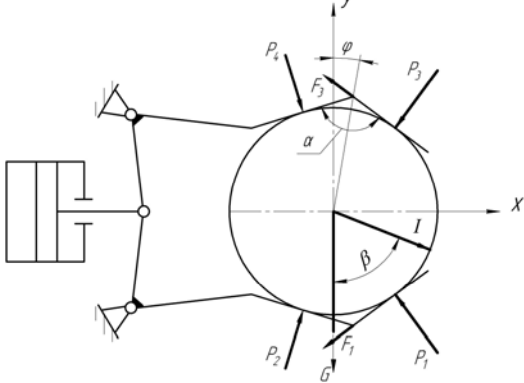
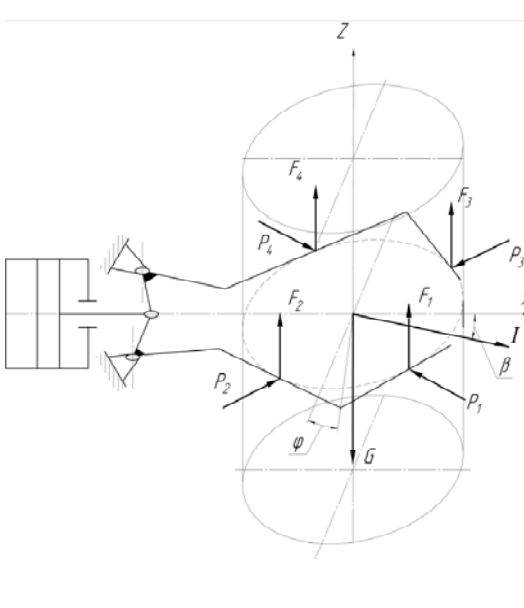
Важливим кроком у вирішенні поставленого завдання є визначення необхідних сил затиску для найбільш типових варіантів просторового розміщення призматичних захватних пристроїв та різноманітних умов переміщення утримуваних захватами деталей.

Як роботи, так і їх захватні пристрої відносяться до універсальних засобів автоматизації, а тому вони повинні забезпечувати різноманітні умови затиску деталей. Це, в першу чергу, пов'язано з тим, що утримувані деталі можуть бути різних діаметрів: від  $D_{\min}$  до  $D_{\max}$ . При чому захват може спочатку брати деталь (заготовку) одного діаметру, а встановивши її на верстат, після обробки забирати деталь іншого розміру. Все це спричиняє різні особливості затиску деталі, а відповідно й інші варіанти їх розрахунку. Врахування цих умов є важливою складовою розрахунку сил затиску деталі.

Найбільш типовими видами рухів захватного пристрою з утримуваною деталлю, які описуються отриманими рівняннями, при вертикальному та горизонтальному розміщенні захватів, є вертикальний рух, коли напрямок сили інерції співпадає з силою ваги ( $\beta = 0$ ), і горизонтальний рух, коли сила інерції перпендикулярна до сили ваги деталі ( $\beta = 90^\circ$ ).

Нижче, в табл. 1, наведені приклади розрахункових схем та рівнянь сил затиску, які відображують маніпулювання деталі в умовах комбінації рухів, що є характерною особливістю функціонування сучасних конструкцій промислових роботів. В наведених схемах сили інерції перпендикулярні до вісі утримуваних деталей.

Таблиця 1 - Рівняння сил затиску для типових варіантів

№ вар	Розрахункова схема	Рівняння сил затиску
1		<p style="text-align: center;">Умова <math>0 \leq \beta \leq 90^\circ</math></p> $P_1 = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]};$ $P_2 = 0;$ $P_3 = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha};$ $P_4 = \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha}$
2		$P_1 = \frac{I \sin \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]} + \frac{(G + I \cos \beta) \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha};$ $P_2 = \frac{(G + I \cos \beta) \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha};$ $P_3 = \frac{I \sin \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]};$ $P_4 = 0$
3		$P_1 = \frac{I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha} + \frac{G \cos(\alpha/2 + \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]};$ $P_2 = \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha} + \frac{G \cos(\alpha/2 - \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]};$ $P_3 = \frac{I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 - \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)]} + \frac{G \cos(\alpha/2 + \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]};$ $P_4 = \frac{G \cos(\alpha/2 - \varphi)}{2f[\cos(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 - \varphi)]}$

По отриманих рівняннях виконано дослідження впливу на величину необхідних сил затиску конструктивних параметрів захватного пристрою, умов затиску та напрямків переміщення утримуваних деталей. Нижче наведено результати досліджень

для вертикально (варіант 1) та горизонтально (варіанти 2,3) розміщеного захватного пристрою при одному із типових варіантів затиску деталі (див. табл. 1).

Таблиця 2 - Вихідні дані для побудови залежностей сил затиску ( $P$ ) від кута призми ( $\alpha$ ) та від напрямку сили інерції ( $\beta$ )

№ вар.	№ кривої	Сили затиску	Умови затиску							
			для $P(\alpha)$				для $P(\beta)$			
			$\varphi$	$I$	$\beta$	$f$	$\varphi$	$I$	$\alpha$	$f$
1	1	$P_1$	10°	G	90°	0,1	10°	G	120°	0,1
	2	$P_3$								
	3	$P_4$								
2	4	$P_1$	10°	G	0°	0,1	10°	G	120°	0,1
	5	$P_2$								
	6	$P_3$								
3	7	$P_1$	10°	G	90°	0,1	10°	G	120°	0,1
	8	$P_2$								
	9	$P_3$								
	10	$P_4$								

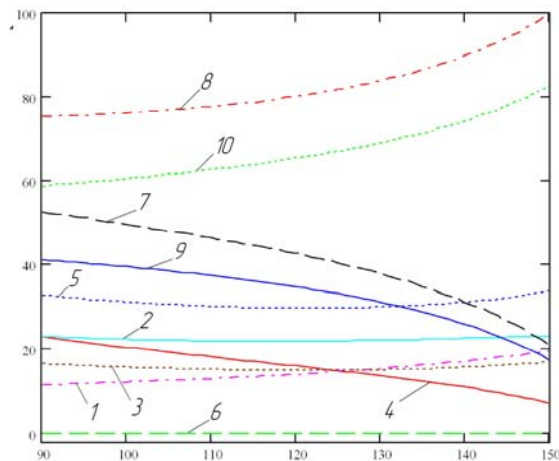


Рисунок 1 – Графіки впливу кута затискових призм ( $\alpha$ ) на сили затиску ( $P$ )

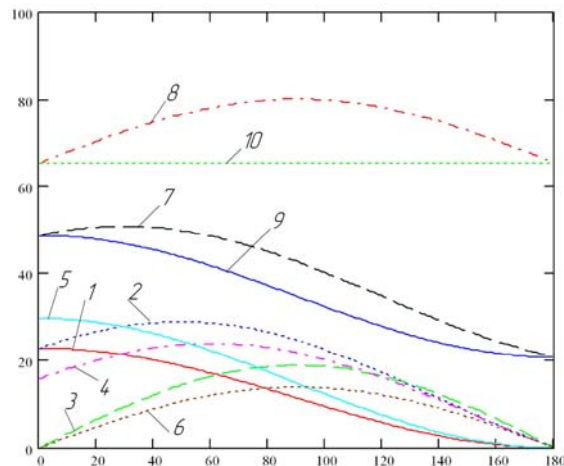
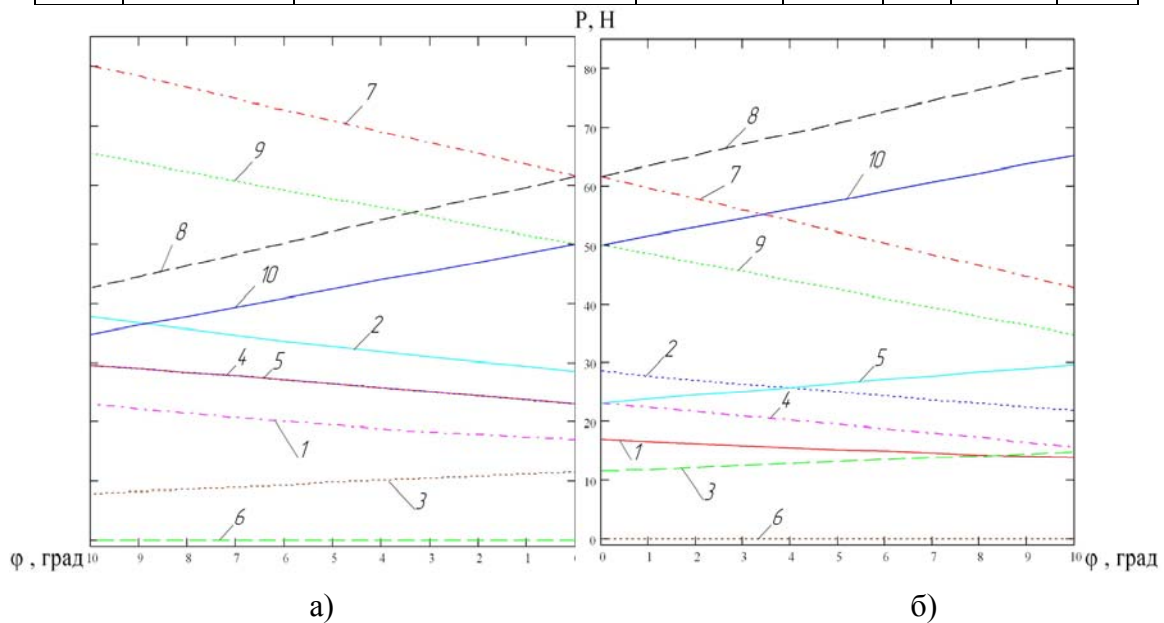


Рисунок 2 – Графіки впливу напрямку сили інерції ( $\beta$ ) на сили затиску ( $P$ )

Таблиця 3 - Вихідні дані для побудови залежностей сил затиску від кута розміщення затискних призм ( $\varphi$ )

№ вар.	№ крив. на графіку	Зміщення вершин затискних призм	Сили затиску	Умови затиску для P( $\varphi$ )			
				$\beta$	I	$\alpha$	f
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	в сторону захватного пристрою	P <sub>1</sub>	90°	G	120°	0,1
	2		P <sub>3</sub>				
	3		P <sub>4</sub>				
2	4		P <sub>1</sub>	0°	G	120°	0,1
	5		P <sub>2</sub>				
	6		P <sub>3</sub>				
3	7		P <sub>1</sub>	90°	G	120°	0,1
	8		P <sub>2</sub>				
	9		P <sub>3</sub>				
	10		P <sub>4</sub>				
1	1	в сторону від захватного пристрою	P <sub>1</sub>	90°	G	120°	0,1
	2		P <sub>3</sub>				
	3		P <sub>4</sub>				
2	4		P <sub>1</sub>	0°	G	120°	0,1
	5		P <sub>2</sub>				
	6		P <sub>3</sub>				
3	7		P <sub>1</sub>	90°	G	120°	0,1
	8		P <sub>2</sub>				
	9		P <sub>3</sub>				
	10		P <sub>4</sub>				



а) - вершина призми зміщена в сторону захватного пристрою;  
 б) - вершина призми зміщена в сторону від захватного пристрою

Рисунок 3 – Графіки впливу зміщення вершини призми ( $\varphi$ ) на сили затиску (P)

Проведено аналіз впливу характеристик захватних пристроїв промислових роботів на силові їх навантаження, з якого можна зробити наступні висновки:

а) при вертикальному розміщенні захватного пристрою (вар.1) найбільш доцільним є використання затискних призм з кутом  $\alpha=90^\circ\div 120^\circ$ , а вплив напрямку сили інерції на величину сил затиску є найбільш значним в межах  $\beta=0^\circ\div 60^\circ$ ;

б) при горизонтальному розміщенні захватного пристрою, коли вісь утримуваної деталі також горизонтальна і сила інерції направлена вниз (вар.2), кут затискних призм доцільно вибирати в межах  $\alpha=110^\circ\div 130^\circ$ . Залежність сил затиску від напрямку сили інерції в межах  $\beta=0^\circ\div 90^\circ$ , залишається майже не змінною, а при подальшому збільшенні  $\beta>90^\circ$  сили затиску значно зменшуються до нуля;

в) при горизонтальному розміщенні захватного пристрою з вертикально орієнтованою віссю деталі в захватному пристрої (вар.3) коли сила інерції знаходиться в межах  $\beta=0^\circ\div 90^\circ$ , при збільшенні кута  $\alpha$ , характерне зростання для сил  $P_2$  та  $P_4$ , а сили  $P_1$  та  $P_3$  зменшуються. При збільшенні кута напрямку сили інерції, сила  $P_1$  збільшується до  $\beta=30^\circ$ , а потім зменшує своє значення, сила  $P_3$  постійно зменшується. Сила  $P_2$  збільшує своє значення до  $\beta=90^\circ$ , після чого починає зменшуватись. Сила  $P_4$  не змінює свого значення;

г) досліджено залежності сил затиску  $P$  від кута розміщення вершин призм ( $\varphi$ ), з яких видно (див.рис.3), що для затиску деталі, коли її вісь горизонтально орієнтована, всі сили, окрім  $P_4$ , збільшуються при зміщенні вершин призм в сторону до захватного пристрою. Якщо зміщення вершин відбувається в сторону від захватного пристрою, то сили  $P_1$  та  $P_3$  зменшуються, а сили  $P_2$  та  $P_4$  збільшуються. Тому найкращим варіантом затиску буде коли вершини призм зміщені від захватного пристрою на величину  $\varphi=3^\circ\div 5^\circ$ . При вертикально орієнтованій вісі деталі доцільно проводити затиск коли кут зміщення вершин призм  $\varphi=0$ .

## Список літератури

1. Павленко И.И. Расчёт механических захватных устройств роботов./ Проблемы прочности, надёжности и долговечности деталей и конструкций. – Кировоград, 1983. – С.35-36.
2. Механика промышленных роботов. Учеб. Пособие для вузов: В 3-х кн./ Под ред. К.В.Фролова, Е.И.Воробьёва. Кн.2: Расчёт и проектирование механизмов / Е.И.Воробьёв, О.Д.Егоров, С.А.Попов.- М.: Высш.Шк.,1988 – 368с.
3. Павленко І.І., Охремчук М.О. Дослідження сил затиску для вертикально орієнтованих призматичних захватних пристроїв./ Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ, 2003. – С.108 – 113.

В данной статье приведены примеры силовых расчетов захватных устройств при размещении их в разных плоскостях при изменении ориентации оси детали. Это дает возможность сравнить варианты захватывания детали и исследовать влияние геометрических параметров при их изменении на силы захватывания.

In this article the examples of power calculations of Grippers are resulted at placing of them in different planes at the change of orientation the landmark of detail. It enables to compare the variants of clamp of detail and probe influence of geometrical parameters at their change on forces of clamp.

**В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук, О.М. Рева, проф., д-р техн. наук,  
М.О. Карчевська, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності

Приведені результати розробки моделі кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності по готовому продукту. Показана можливість керування подрібненням з використанням вихідного живлення, циркулюючого навантаження, розрідженості пульпи та споживаної потужності. Для здійснення такого керування необхідно розробити засіб ідентифікації завантаження кульового млина рудою та підхід автоматичного формування й підтримання бажаної характеристики крупності кульового навантаження.

**кульовий млин, модель, готовий продукт, циркулююче навантаження, ідентифікація завантаження, характеристика крупності, продуктивність**

На рудозбагачувальних фабриках на подрібнення руди припадає майже 50% енергетичних витрат. Здебільшого його здійснюють у кульових млинах. Основним показником роботи кульового млина є кількість готового продукту у його розвантаженні. Ця величина є результатом впливу на процес багатьох факторів. Відпрацьовані на сьогодні підходи автоматичного керування кульовим млином не враховують багато з них. Поки що не знайдено єдиного найбільш ефективного підходу автоматичного керування даним об'єктом. Зокрема, не враховується розрідження пульпи, яке достатньо сильно впливає на дану вихідну величину і технічні засоби його забезпечення створюються в процесі виконання науково-дослідної роботи «Комп'ютерно-інтегрована система автоматичного регулювання співвідношення руда/вода в кульових млинах з циркулюючим навантаженням» (державний реєстраційний номер 0105U008334). Без системного дослідження кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності не можливо дати відповідь на ряд питань, що при цьому виникають. Тому тема даної статті є актуальною.

Моделюванням процесів у кульових млинах і їх автоматизацією у різні роки займаються Андреев С.Ю., Аршинський В.М., Бунько В.О., Воронов В.А., Давидкович А.С., Кочура Є.В., Марюта О.М., Разумов К.О., Тихонов О.М., Троп А.Ю., Утеуш Е.В., Шинкаренко С.Ф. та ін. В їх наукових працях викладені фундаментальні положення процесів у кульових млинах та підходів автоматичного керування ними. Однак не виконувалося системне дослідження кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності по готовому продукту з врахуванням останніх досягнень науки, практики, існуючих і створених засобів автоматизації цих процесів, в результаті яких було б обґрунтовано напрям подальшого удосконалення систем автоматичного управління подрібненням руди на збагачувальних фабриках.

Метою даної роботи є системне дослідження кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності з розробкою статичної моделі, що враховує всі важливі параметри, та визначенням необхідних засобів для здійснення такого автоматичного керування подрібненням руди.

Продуктивність кульових млинів залежить від багатьох факторів. Професором С.Андреевим введено три ряди факторів [1]. Перший ряд створюється факторами, які визначаються матеріалом, що подрібнюється: крупність вихідної руди, крупність подрібненого матеріалу, подрібнюваність руди. Другий ряд містить фактори, що

залежать від самого млина: конструкція кульового млина, його розміри, форма футеровки. Третій ряд подано факторами, що враховують умови експлуатації технологічного агрегату: відкритий або замкнутий цикл, ефективність роботи класифікуючого апарата, ступінь заповнення млина подрібнюючим середовищем, характеристика крупності, форма, густина, твердість подрібнюючих тіл, розрідження пульпи у млині, число обертів барабана. В процесі системного дослідження кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності нами отримана його математична модель (рис. 1).

Аналіз факторів, поданих на рис. 1, показує, що їх можливо представити у вигляді параметрів процесу, що оптимізується. При цьому звичайно за змістом виділяють вхідні, вихідні, збурюючі та керуючі параметри. Їх перерозподіл показано на рис. 2, а у вигляді загальної моделі кульового млина. Вхідні параметри можливо враховувати в процесі керування, а збурюючі – відхиляють керовану величину від приписаного значення, їх вплив здебільшого компенсують відповідними керуючими діями. В керованому об'єкті з'явилась ще одна вихідна величина – споживана потужність. Ця величина є допоміжною, вона характеризує стан кульового млина – чим вище значення даного параметра, тим більша продуктивність агрегату. Відповідно рис. 2, а кульовий млин має п'ять керуючих параметрів, тому необхідно обґрунтувати їх використання.

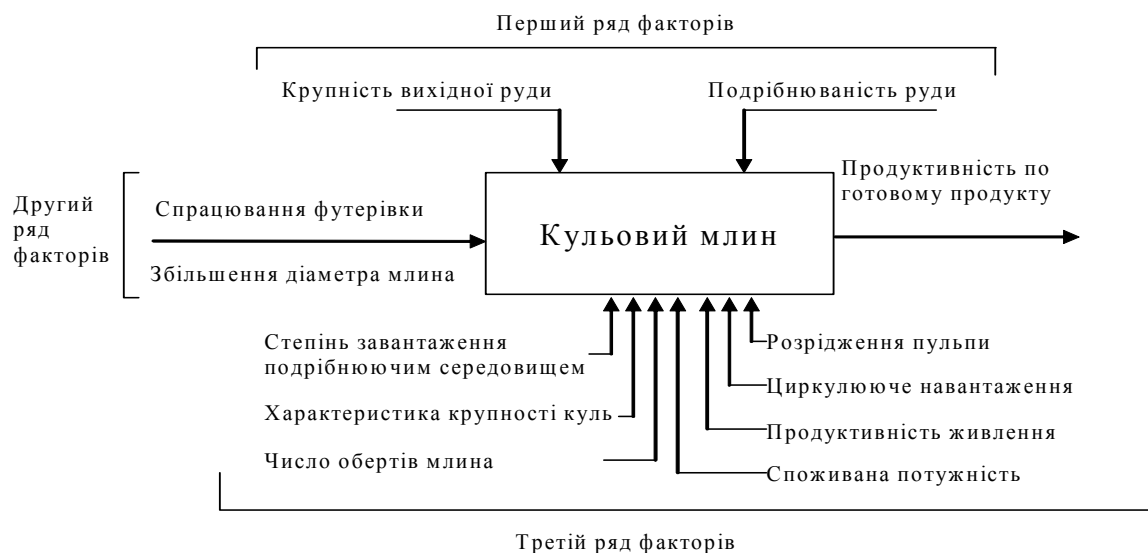


Рисунок 1 - Модель кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності по готовому продукту з факторами, що змінюються

Допустимо, що характеристика крупності куль відповідає заданій. Тоді збільшення внутрішнього діаметра барабана в наслідок спрацювання футеровки буде змінювати стан млина. Зокрема, буде змінюватися ступінь заповнення подрібнюючим середовищем і виникне невідповідність у швидкості обертання барабана. Результати розрахунків необхідної зміни швидкості обертання кульового млина наведені в табл. 1.

З даних табл. 1 видно, що при зменшенні товщини футеровки з 150 мм до 50 мм швидкість обертання барабана млина повинна зменшитися з 18,73 до 18,25 об/хв. Частка від критичного значення швидкості обертання складає 85,0...87,2%. Зміни швидкості обертання незначні, але виходять за межі вживаного діапазону. При спрацьованій футеровці оберти будуть перевищувати рекомендовані, що приводить до непродуктивної перевитрати електричної енергії. Запобігти цьому можливо, встановивши дещо меншу швидкість обертання млина при неспрацьованій футеровці.

Якщо при неспрацьованій футеровці встановити швидкість обертання барабана млина 18,25 об/хв., то при різній товщині футеровки частка критичного значення швидкості обертання барабана відповідно складе: 82,8% (150 мм), 83,33% (125 мм), 83,87% (100 мм), 84,4% (75 мм), 85,0% (50 мм). Оберти кульового млина не перевищують 85,0 % критичного значення. Однак дана проблема залишається. Покращити показники подрібнення можливо зміною швидкості обертання барабана млина. Використання даного показника в якості керуючого діяння запропоновано в роботі [2], однак тривалий час ця пропозиція не реалізується, хоч на початку 70-х років минулого століття Харківський електромеханічний завод розробляв і планував серійний випуск і впровадження таких електроприводів змінного струму. У сучасних дослідженнях відмічається, що млини зі змінною частотою обертання барабана розглядаються як необхідність в деяких, але не єдине рішення в інших випадках. Часто капітальні витрати на двигун зі змінною швидкістю переважають потенційну економічну вигоду від його використання [3]. При даному неширокому діапазоні зміни швидкості не можливо очікувати вигоди від реалізації такого управління.

Таблиця 1 - Потрібна і фактична швидкість обертання барабана кульового млина МШР 4,0 х 5,0 при спрацюванні футеровки

Товщина футеровки, мм	Внутрішній діаметр барабана, м	Критичне значення швидкості обертання, об/хв	Швидкість обертання барабана при 85% критичного значення об/хв	Частка критичного значення швидкості обертання при спрацюванні футеровки, %
150	3,70	22,04	18,73	85,00
125	3,75	21,90	18,62	85,53
100	3,80	21,76	18,50	86,08
75	3,85	21,61	18,37	86,67
50	3,90	21,47	18,25	87,20

В процесі спрацювання футеровки неперервно збільшується об'єм барабана кульового млина. При незмінному завантаженні куль у млині буде зменшуватися в ньому степінь заповнення подрібнюючим середовищем. Результати розрахунку зміни об'ємів в млині приведені в табл. 2.

Таблиця 2 - Потрібний і фактичний об'єм куль в барабані кульового млина МШР 4,0 х 5,0 при спрацюванні футеровки

Товщина футеровки, мм	Внутрішній діаметр барабана, м	Об'єм барабана млина, м <sup>3</sup>	Об'єм куль при 50% заповненні барабана, м <sup>3</sup>	Частка, яку займають кулі в барабані, %
150	3,70	53,73	26,865	50,00
125	3,75	55,20	27,600	48,67
100	3,80	56,68	28,340	47,40
75	3,85	58,18	29,090	46,18
50	3,90	59,70	29,850	45,00

З даних табл. 2 видно, що при спрацюванні футеровки з 150 мм до 50 мм об'єм барабана збільшується з 53,73 м<sup>3</sup> до 59,70 м<sup>3</sup>. При 50% заповненні барабана кулями їх об'єм приймав би значення в межах 26,865...29,85 м<sup>3</sup>. Оскільки первісний об'єм куль у млині не змінюється, при зростанні об'єму барабана степінь заповнення його кулями зменшується з 50,00% до 45,00%. Така зміна знаходиться в межах допустимого діапазону 40...50%, однак при цьому дещо зменшується продуктивність млина. Зменшення продуктивності млина можна компенсувати керуванням по завантаженню – степені заповнення млина подрібнюючим середовищем. Якщо при спрацюванні

футеровки вводити в барабан додаткові кулі до 50% заповнення об'єму, то в межах змін швидкості обертання млина 82,8...85,0% критичного значення подрібнення можна здійснювати на екстремумі залежності «споживана потужність – швидкість обертання барабана» [1]. При цьому отримуємо максимальну продуктивність кульового млина не змінюючи швидкості його обертання. Тобто, таким підходом можна повністю компенсувати вплив зміни діаметра барабана при спрацюванні футеровки. Однак здійснити таке керування технічно складно, особливо враховуючи необхідність забезпечення заданої характеристики крупності куль. З іншого боку, залежності «споживана потужність – швидкість обертання барабана» [1] показують, що в межах змін швидкості обертання і степені заповнення подрібнюваним середовищем, викликаних спрацюванням футеровки, продуктивність млина зменшується по точкам екстремумів, тобто, найменшим з можливих втрат значенням. Така зміна продуктивності млина незначна. Враховуючи, що первісний режим кульового млина при новій футеровці знаходиться в точці, максимально наближеній до можливого перевантаження, а по мірі спрацювання футеровки дещо віддаляється від неї, такий підхід керування слід визнати ефективним. Тому, вибравши правильно початкову швидкість обертання кульового млина, можливо забезпечити його ефективну роботу при незмінних кульовому навантаженні і швидкості обертання. При цьому керуючі параметри – степінь заповнення подрібнюючим середовищем і число обертів необхідно стабілізувати. Останній стабілізується синхронним електричним приводом, а перший – розробленими і випробуваними засобами автоматичного дозавантаження куль.

Виключивши параметри, які стабілізуються, отримаємо раціональну модель кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності по готовому продукту, що оптимізується (рис. 2, б). Раціональна модель кульового млина має один збурюючий, два вхідних, два вихідних і три керуючих параметра. Збурюючий параметр – характеристика крупності куль буде негативно впливати на продуктивність млина по готовому продукту у випадку відхилення від найкращого значення. Тому найкраще значення характеристики крупності куль необхідно відшукати і підтримувати на даному рівні. Цю задачу необхідно розв'язати.

Зміну вхідних параметрів – крупності вихідної руди і її подрібнюваності можливо компенсувати керуючими діями.

В кульовому млині не існує аналітичних зв'язків вихідної величини з керуючими діями та вхідними параметрами, їх можна розглядати лише як тенденції. Однак відомо, що в кульових млинах першої стадії подрібнення збільшення вмісту твердого в пульпі до межі, при якій вона ще залишається рухомою (80...85% руди), підвищує продуктивність процесу. Це відбувається завдяки збільшенню кількості зерен, які попадають в зону ударних дій куль в густій пульпі. У кульових млинах з розвантаженням через грати зменшення густини пульпи викликає зниження виходу дрібних класів у подрібненому продукті, що пояснюється більш швидким проходженням руди через барабан млина. Звичайно чим вищий вміст твердого у пульпі, тим більш тонкий злив млина. Найвищий вміст готового продукту отримують при 78...84% твердого у пульпі, яке збільшувати не можливо в наслідок великої імовірності злипання куль і стрімкого зменшення продуктивності млина. У кульових млинах з центральним розвантаженням більш тонкий продукт отримують при розріджених пульпах. Ці кульові млини можуть ефективно працювати при вмісті твердого 60...80%, однак в них оптимум здвигається у бік менших значень – 62...68% у зв'язку зі збільшенням опору густої пульпи дрібним кулям. Отож, регулювання кульовими млинами доцільно починати з найменшого вказаного вмісту твердого у пульпі.

Крім цього у кульових млинах для кожного різновиду руди (подрібнюваність, крупність) існують оптимальні величини валової продуктивності і циркулюючого

навантаження, при яких забезпечується найбільш висока продуктивність по готовому продукту. Для ефективної роботи млинів у замкнутому циклі циркулююче навантаження повинно бути не меншим 150...200% [4] – це є нижньою межею обмеження даного параметра. З іншого боку, оптимальне циркулююче навантаження при транспортуванні матеріалу між млином і класифікатором за допомогою завиткових живильників повинно складати 200...400%. Верхня границя цього діапазону повинна задовольняти умові  $Q/V \leq 12 \text{ т/м}^3 \cdot \text{год}$ , де  $Q$  – продуктивність млина по загальному живленню, т/год;  $V$  – об’єм млина  $\text{м}^3$  [4]. Отож, оптимальні значення циркулюючого навантаження повинні знаходитись в межах 200...400%.



Рисунок 2 - Загальна (а) та раціональна (б) моделі кульового млина як керованого об’єкта по каналу продуктивності по готовому продукту, що оптимізується

Величина циркулюючого навантаження при заданій крупності подрібнення залежить від степені подрібнення (початкового розміру шматків вихідної руди) і подрібнюваності руди. При збільшенні степені подрібнення (крупності твердого на вході) і погіршенні подрібнюваності руди циркулююче навантаження зростає. Залежність питомої продуктивності млина по готовому продукту від величини циркулюючого навантаження має екстремальний характер з максимумом показника. Всі можливі сполучення крупності і подрібнюваності вихідної руди створюють достатньо широкий перелік її різновидів, які характеризуються сім’єю екстремальних залежностей. Оскільки циркулююче навантаження зростає при збільшенні продуктивності живлення, збільшуючи поетапно подачу матеріалу на вході млина при найменшому вмісті твердого у пульпі, можна при будь-якому різновиді руди відшукати

і підтримувати екстремальне значення питомої продуктивності технологічного агрегату по готовому продукту. Однак потік живлення вихідною рудою і циркулююче навантаження кульового млина не характеризують його стан. Кульовий млин працює найбільш ефективно, коли його об'єм на 50% заповнено різнорозмірними кулями і подрібнюваною рудою. При цьому руда повинна знаходитись у проміжках між кулями, які складають близько 38% загального об'єму, зайнятого подрібнюючим середовищем. Такий стан млина контролювати практично не можливо, тому звертаються до непрямих методів оцінювання його завантаження. Здебільшого використовують звукометричні підходи та методи, зв'язані з масою всього барабана, футеровки, куль та руди. Якість керування можна значно покращити, якщо визначити параметри безпосередньо руди, яка знаходиться у барабані млина. Даний підхід ідентифікації завантаження кульового млина рудою необхідно розробити.

Підтримуючи достатньо точно завантаження кульового млина рудою на найвищому рівні зміною продуктивності живлення, можливо підвищенням вмісту твердого у пульпі досягти максимального значення споживаної потужності. Це буде відповідати найвищій продуктивності млина по готовому продукту.

Таким чином, створена модель кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності по готовому продукту дозволяє організувати керування процесом подрібнення з використанням продуктивності живлення, циркулюючого навантаження та розрідження пульпи. Вихідним параметром є питома продуктивність по готовому продукту, а додатковою вихідною величиною – споживана потужність. Реалізація такого керування кульовим млином потребує розробки засобу ідентифікації його завантаження рудою та підходу автоматичного формування і підтримання необхідної характеристики крупності кульового навантаження.

На підставі проведених досліджень створюється перспектива розробки засобу ідентифікації завантаження кульового млина рудою, підходу автоматичного формування та підтримання необхідної характеристики крупності кульового навантаження та системи автоматичного керування кульовим млином за продуктивністю по готовому продукту

## Список літератури

1. Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1966. – 396 с.
2. Утеуш З.В., Утеуш Э.В. Управление измельчительными агрегатами. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Андреев Е.Е., Николаева Н.В. Исследование процесса измельчения на математических моделях // Обогащение руд. – 2007. - №2. –С.3 - 5.
4. Разумов К.А. Проектирование обогатительных фабрик. – М.: Недра, 1970. – 592 с.

Приведены результаты разработки модели шаровой мельницы как управляемого объекта по каналу производительности по готовому продукту. Показана возможность управления измельчением с использованием исходного питания, циркулирующей нагрузки, разжижения пульпы и потребляемой мощности. Для осуществления такого управления необходимо разработать средство идентификации загрузки шаровой мельницы рудой и подход автоматического формирования и поддержания требуемой характеристики крупности шаровой нагрузки.

Results of development of model of a spherical mill as controlled object on the channel of productivity on a ready product are resulted. The opportunity of management by crushing with use of the initial meal, circulating loading, dilution pulps and is shown power consumption. For realization of such management it is necessary to develop means of identification of loading of a spherical mill ore and the approach of automatic formation and maintenance of the required characteristic to the largeness spherical loading.

Л.Н. Блохін, проф., канд. техн. наук  
Київський національний авіаційний університет

С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук  
Кіровоградський національний технічний університет

## Пошук допоміжної матриці при синтезі багатовимірних оптимальних систем керування нестійкими об'єктами

В даній статті отримано новий алгоритм визначення поліноміальної матриці необхідної для застосування базового методу синтезу багатовимірних оптимальних та оптимальних робастних систем стохастичної стабілізації нестійких об'єктів  
**нестійкий об'єкт, поліноміальна матриця, оптимальна робастна система**

**Вступ.** Постійне зростання вимог до точності виконання заданих траєкторій руху різноманітних об'єктів приводить до необхідності розробки новітніх технологій створення систем керування. Як відомо [1], конкурентноздатними виявляються лише ті об'єкти, у яких оптимальними обираються не тільки параметри, але й структури систем управління.

До теперішнього часу відомі, наприклад [2], вітчизняні методи синтезу оптимальних систем стабілізації руху, які успішно пройшли експериментальну перевірку при модернізації престижної і унікальної аерокосмічної техніки. Проте вони розраховані і застосовувалися лише для управління складними, але стійкими рухомими об'єктами. З іншого боку існує досить широкий спектр рухомих об'єктів, які мають нестійкі особливості. Найбільш відомим серед них є вертольоти [3] та рухомі роботи [4].

В роботах [5, 6] наведено алгоритми синтезу оптимальних систем спостереження, стабілізації та робастної стабілізації багатовимірних нестійких об'єктів, які дозволяють успішно знайти фізично-реалізуємий регулятор, що забезпечує стійкість замкнутої системи та мінімізацію обраного критерію якості.

Застосування даних алгоритмів передбачає наявність моделі об'єкта керування у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь

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

де  $x$  –  $n$ -вимірний вектор вихідних координат;  
 $u$  –  $m$ -вимірний вектор керуючих дій;  
 $\psi$  –  $n$ -вимірний вектор збурень, які є центрованими взаємозв'язаними стаціонарними випадковими процесами з відомою матрицею спектральних щільностей;  
 $P$  – поліноміальна матриця розміру  $n \times n$ , поліном визначник якої має нестійкі корені;  
 $M$  – поліноміальна матриця розміру  $n \times m$ .

Першим етапом процедури синтезу при цьому є визначення поліноміальних матриць  $A$  та  $B$  з наступних співвідношень

$$P^{-1} \cdot M = \check{M} \cdot B^{-1}, \quad (2)$$

$$(P^{-1} \cdot M \cdot A)_- = -P_-^{-1}, \quad (3)$$

де  $B$  – результат правостороннього видалення нестійких полюсів [7];

$P_-^{-1}$  - нестійкий результат сепарації оберненої матриці  $P$  [2, 8];

$A$  – матриця відповідного розміру, що забезпечує виконання (3);

„ $_-$ ” – знак знаходження нестійкої частини результату сепарації.

Якщо чисельна реалізація правостороннього видалення полюсів з (2) не викликає принципової складності, то розв’язання рівняння (3) відносно  $A$  є досить складним завданням. Складність в першу чергу обумовлена наперед невідомими структурою шуканої матриці та розмірністю об’єкта стабілізації. Отже, виникає наступна задача.

**Постановка задачі.** За відомою апріорно системою диференційних рівнянь об’єкту (1), який має нестійкі полюси, знайти поліноміальне рівняння для визначення структури та параметрів матриці  $A$ , яке б не передбачало виконання сепарації добутку  $P^{-1} \cdot M \cdot A$ .

**Рішення.** Для пошуку алгоритму рішення поставленої задачі доведемо наступну теорему:

якщо задані поліноміальні матриці  $P$  та  $M$  розміру  $n \times n$  та  $n \times m$  відповідно, і нулі визначника  $|P|$  можуть бути у правій півплощині комплексної змінної  $s$ , то поліноміальна матриця  $A$ , що забезпечує виконання умови (3) може бути знайдена в результаті розв’язання наступного поліноміального рівняння

$$P_{10} F_- A = -P_{1-}, \quad (4)$$

де  $F_-$  - дробово-раціональна матриця нестійкої частини результату сепарації добутку

$$P_-^{-1} M = F_0 + F_-, \quad (5)$$

$P_{10}$ ,  $P_{1-}$  - поліноміальні матриці результати лівостороннього видалення полюсів дробово-раціональної матриці  $P_-^{-1}$  такі, що

$$P_-^{-1} = P_{10}^{-1} P_{1-}. \quad (6)$$

Для доказу теореми виконаємо множення зліва рівняння (4) на  $P_{10}^{-1}$ , в такому разі з урахуванням (6)

$$F_- A = -P_-^{-1}. \quad (7)$$

Позначимо

$$C = P^{-1} \cdot (M \cdot A + E_n) \quad (8)$$

та здійснимо сепарацію матриці  $P^{-1}$

$$P^{-1} = P_+^{-1} + P_-^{-1}. \quad (9)$$

В такому разі, співвідношення (8) може бути представлено у вигляді

$$C = P_+^{-1} \cdot M \cdot A + P_-^{-1} \cdot M \cdot A + P_+^{-1} + P_-^{-1}. \quad (10)$$

Якщо врахувати (5), то (10) легко перетворюється на

$$C = P_+^{-1} \cdot M \cdot A + F_0 \cdot A + F_- \cdot A + P_+^{-1} + P_-^{-1}, \quad (11)$$

отже при виконанні умови (7)

$$C = P_+^{-1} \cdot M \cdot A + F_0 \cdot A + P_+^{-1}. \quad (12)$$

Оскільки матриці  $M$ ,  $A$  та  $F_0$  є поліноміальними за визначенням, а елементи  $P_+^{-1}$  мають лише стійкі полюси, то нестійкий результат сепарації (12)  $C_- = 0$ , тому на основі (8)

$$[P^{-1}(M \cdot A + E_n)]_- = 0, \quad (13)$$

за умови, що виконується рівняння (4), що и потрібно було довести.

Таким чином алгоритм знаходження матриці  $A$ , побудований на основі даної теореми може бути представлений у вигляді:

- за відомою матрицею  $P^{-1}$  в результаті сепарації знайти  $P_-^{-1}$ ;
- на основі заданих  $P^{-1}$  та  $M$  з урахуванням (5) визначити  $F_-$ ;
- в результаті лівостороннього видалення полюсів сформувані  $P_{10}$  та  $P_{1-}$ ;
- знайти добуток  $P_{10}F_-$  та перевірити його поліноміальність;
- розв'язати поліноміальне рівняння (4).

Для перевірки ефективності обґрунтованого алгоритму розглянемо наступний приклад.

Припустимо що задані матриці:

$$P^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ s + \alpha & 1 \\ 0 & -s + \beta \end{bmatrix}; M = \begin{bmatrix} m_{11}^1 s + m_{11}^0 \\ m_{21}^1 s + m_{21}^0 \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Необхідно знайти таку  $A$ , щоб виконувалось рівняння (3).

Виконання першого кроку алгоритму дозволяє визначити, що

$$P_{-}^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{-s + \beta} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

тому в результаті лівостороннього видалення полюсів на третьому кроці будемо мати

$$P_{10} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -s + \beta \end{bmatrix}, \quad P_{1-} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Результат другого кроку отриманий з (5) має вигляд

$$F_{-} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta}{-s + \beta} \end{bmatrix}, \quad (17)$$

як наслідок знаходження відповідного добутку, на четвертому кроці отримуємо

$$P_{10} F_{-} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Оскільки це поліноміальна матриця, то шукана  $A$  повинна мати таку структуру

$$A = [a_{11} \quad a_{12}], \quad (19)$$

а поліноміальне рівняння (4) зводиться до наступних алгебраїчних рівнянь

$$(m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta) a_{11} = 0, \quad (20)$$

$$(m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta) a_{12} = -1. \quad (21)$$

Звідки  $a_{11} = 0$ ,  $a_{12} = \frac{-1}{m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta}$ .

Для перевірки знайдено добуток  $P^{-1}MA$

$$P^{-1}MA = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{m_{11}^1 s + m_{11}^0}{(m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta)(s + \alpha)} \\ 0 & -\frac{m_{21}^1 s + m_{21}^0}{(m_{21}^0 + m_{21}^1 \beta)(-s + \beta)} \end{bmatrix}, \quad (22)$$

нестійкий результат сепарації якого

$$[P^{-1}MA]_{-} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{-s + \beta} \end{bmatrix} \quad (23)$$

задовольняє рівнянню (3).

**Висновки.** Таким чином, отримано новий алгоритм визначення поліноміальної матриці  $A$  необхідної для застосування базового методу синтезу багатовимірних оптимальних та оптимальних робастних систем стохастичної стабілізації нестійких об'єктів з [5,6].

Отриманий алгоритм (4) є особливо простим при квадратній матриці  $F_-$ , в цьому випадку

$$A = -F_-^{-1} \cdot P_-^{-1}. \quad (24)$$

## Список літератури

1. Блохін Л.М., Азарсков В.М. Найважливіша науково-організаційна проблема вітчизняної авіації.// Вісник ЦНЦ ТАУ, 1999.-№2.-С.5-6.
2. Блохін Л.М., Буриченко М.Ю. Статистична динаміка систем управління: Підручник. – К.: НАУ, 2003. – 208с.
3. Есаулов С.Ю., Бахов О.П., Дмитриев И.С. Вертолет как объект управления. – М.: Машиностроение, 1977. – 192с.
4. Ларин В.Б. Управление шагающими аппаратами. – К.: Наук.думка, 1980. – 168с.
5. Азарсков В.Н., Блохин Л.Н., Житецкий Л.С. Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации – К.: НАУ, 2006.-437с.
6. Блохин Л.Н., Осадчий С.И., Безкоровайный Ю.Н. Технология структурной идентификации и последующего синтеза оптимальных систем стабилизации неустойчивых динамических объектов// Международный научно-технический журнал «Проблемы управления и информатики» -2007.- №6.-С.57-66
7. Davis M.C. Factoring the Spectral Matrix. – IEEE Trans. Auto. Cont., 1963,AG-8, N4. – p. 296-305
8. Ньютон Дж.К., Гулд Л.А., Кайзер Дж.Ф. Теория линейных следящих систем. – М.: Наука, 1961. – 407с.

В данной статье получен новый алгоритм определения полиномиальной матрицы необходимой для применения базового метода синтеза многомерных оптимальных и оптимальных робастных систем стохастической стабилизации неустойчивых объектов

In this article the new algorithm of determination of polinomiali matrix is got necessary for application of base method synthesis of the multidimensional optimum and optimum robast systems of the stochastic stabilizing unsteady objects

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, В.В. Свяцький, доц., канд. техн. наук,  
Л.П. Свяцька, ас.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розвантаження свердла при комбінованій обробці глибоких отворів

Наведено схему розвантаження свердла, що основана на використанні комбінованої обробки „різання – пластична деформація”. Спосіб вирішує задачу зниження складових технологічного навантаження і дозволяє розширити технологічні можливості процесу свердління по глибині обробки. **глибоке свердлення, розвантаження, різання, деформування, стійкість, жорсткість, ефективність**

Розвантаження стебла свердла при глибокому свердлінні можливе не тільки шляхом використання ефекту підведення мастильно-охолодного технічного засобу (МОТЗ) з надлишковим тиском. Проведеними дослідженнями [1] встановлено, що комбіновані процеси механічної обробки мають більші резерви підвищення ефективності обробки глибоких отворів в порівнянні із традиційними методами.

Дані досліджень [2] обробки отворів комбінованими інструментами показали, що принципово змінюється характер процесу різання. Додаткові леза комбінованого інструмента сприяють ущільненню поверхневого шару металу і згладжуванню мікронерівностей, що утворюються в процесі різання. Відбувається зміна структури поверхневого шару і створюються сприятливі умови для покращання чистоти поверхні, яку оброблюють.

При цьому використання комбінованого інструмента істотно не впливає на величину осьової складової технологічного навантаження. Крутний момент технологічного навантаження збільшується несуттєво: ця величина не перевищує 20% від номінального значення. Точність обробки отворів і стійкість інструмента підвищується.

При розробці теоретичних основ нових способів металообробки, Є.Г. Коновалов [3] відзначив, що процеси комбінованого різання містять у собі великі резерви підвищення ефективності. При оптимальній взаємодії інструмента з поверхнею обробки технологічні складові частково або повністю можуть компенсувати навантаження кінематичних ланцюгів формоутворення. Така компенсація навантаження є особливо важливою в процесах обробки глибоких отворів, де передача значних технологічних навантажень через стебло інструмента надзвичайно обмежена.

Аналізуючи процеси ротаційного дорнування, автор [4] показав можливість здійснення самоподачі цих інструментів, що вказує на можливість керування осьовою складовою технологічного навантаження в широкому діапазоні зміни значень.

Дослідженнями [5] встановлено, що найбільш ефективною формою поперечного перерізу стебла свердла для глибокого свердління є кільцевий переріз, що забезпечує найкращу стійкість при передачі крутного моменту і осьової сили. При переході від V-подібного перерізу гарматного свердла до свердла кільцевого перерізу за інших рівних умов розрахункове значення стійкості по Ейлеру збільшується приблизно в три рази [5]. Крім цього використання кільцевих перерізів стебла свердла дає можливість використовувати зовнішнє підведення МОТЗ і внутрішнє відведення стружки. Зазначене не суперечить процесу ротаційного дорнування і вказує на те, що принципово ці процеси можуть бути об'єднані.

Проведені дослідження і узагальнення опублікованих робіт [1 – 7] є основою для розробки схеми комбінованої обробки глибоких отворів із взаємною компенсацією складових технологічного навантаження. Однопотокова функціональна залежність навантаження привода подачі разом із приводом головного руху у відповідності зі структурою схемою, що наведена в [6], є основою для розробки принципово нових способів комбінованої обробки. За механізм зазначеної функціональної залежності можуть виступати інструмент і заготовка, що оброблюється, і які взаємодіють в процесі обробки.

Схема розвантаження свердла, що основана на використанні комбінованої обробки „різання – пластична деформація”, застосована для свердління глибоких отворів. Схема процесу наведена на рис. 1. Різцева головка 1 свердла має конічний гвинтовий виступ 2. Виступ охоплює сепаратор 4, у похилих пазах якого розташовані ролики 7, які підпружинені у напрямку зворотному напрямку подачі. Різцева головка закріплена на стеблі 5. У процесі свердління деталі 6 передається обертання, а свердлу – рух подачі. МОТЗ подається в кільцевий зазор, що спричиняє перепад тиску по торцях роликів і, як наслідок, ролики 7 заклинюються між стінкою отвору і конічним виступом. Так як кут нахилу конічної поверхні менше кута самогальмування, то під дією складових сил різання створюється натяг між роликками і поверхнею обробки.

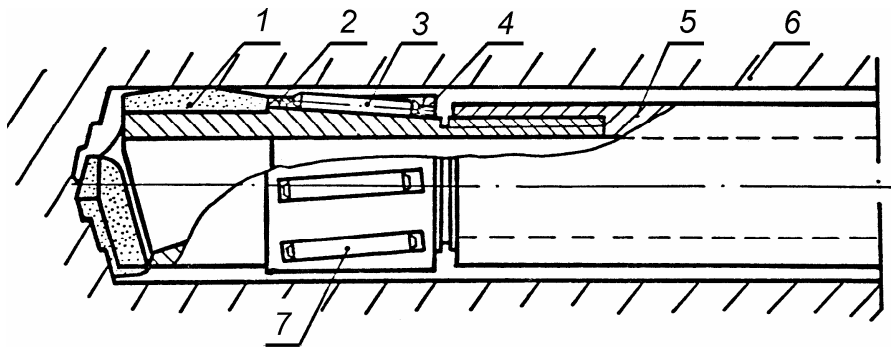


Рисунок 1 – Комбіноване свердлення-дорнування

При перекочуванні встановлених під кутом роликів по поверхні отвору різцевій головці передається рух подачі. Величина подачі на оберт  $S$  визначається за формулою:

$$S = \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

де  $\gamma$  – кут повороту роликів;

$D$  – діаметр отвору, що оброблюється.

З метою зниження проковзування роликів і підвищення стійкості інструмента конічний виступ, на який опираються ролики, виконаний гвинтовим із кроком рівним подачі свердла на оберт. Початок і кінець гвинта зв'язані рівняком, потрапляючи в який ролики, рухаються у пазах сепаратора і повертаються у вихідне положення. Для виймання свердла з отвору по закінченню обробки подача МОТЗ припиняється і під дією пружин ролики 7 розклинюються. Так як кут нахилу поверхні конічного виступу менше кута тертя-ковзання, осьова складова сил різання сприймається роликівим механізмом.

Механізм подачі необхідний лише під час візання і для здійснення прискорених переміщень. Стебло свердла розвантажується від осьових сил і, відповідно, зменшується амплітуда коливань і підвищується точність обробки.

Момент опору перекочування роликів у порівнянні з моментом сил різання є незначним і мало відображається на верхній межі передачі, обумовлений умовою міцності стебла по крутному моменту. Одночасно зі здійсненням подачі ролики пластично деформують стінки отвору, підвищуючи його якість.

Наведені теоретичні і експериментальні дослідження показують, що керування навантаженням стебла інструмента по осевій складовій сили різання і сил опору принципово можливе при використанні процесів комбінованої обробки отворів. Розроблений спосіб комбінованої обробки отворів вирішує задачу зниження складових технологічного навантаження і дозволяє розширити технологічні можливості процесу свердління по глибині обробки.

## Список літератури

1. Линчевский П.А., Буюкли И.М., Иоргачев В.Д. Новые конструкции инструмента для совмещенной обработки отверстий большого диаметра и длины // Труды Одесского политехнического университета, 2007. – Вып. 2. – С. 1 – 8.
2. Розенберг А.М., Розенберг О.А. Механика пластического деформирования в процессах резания и деформирующего протягивания. – К.: Наукова думка, 1990. – 320 с.
3. Коновалов Е.Г. Основы новых способов металлообработки. – Минск: АН БССР, 1971. – 297 с.
4. Коновалов Е.Г. Некоторые теоретические положения по кинематике формообразования поверхностей // Сб. трудов АН БССР. – Минск: Изд-во АН БССР, 1957. – Вып. 1. – С. 139 – 147.
5. Черничкин С.А. Кольцевое сверление и обработка глубоких отверстий. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.
6. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Управление циклом процесса глубокого сверления // Матеріали II міжнародної науково-практичної конференції „Дні науки – 2006”. Том 10. Технічні науки. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2006. — С. 8 – 11.
7. 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.

Приведена схема разгрузки сверла, основанная на использовании комбинированной обработки „резание – пластическая деформация”. Способ решает задачу снижения составляющих технологической нагрузки и позволяет расширить технологические возможности процесса сверления по глубине обработки.

The scheme of drill unloading, based on use of the combined processing „cutting – plastic deformation”, is considered. The method solves a problem of technological load components decrease and allows expanding technological capability of drilling process on depth of processing.

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, В.В. Свяцький, доц., канд. техн. наук,  
Л.П. Свяцька, ас.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розробка привода для глибокого свердлення методом перехоплення стебла інструмента по його довжині

Наведені теоретичні і експериментальні дослідження механізмів приводів верстатів для глибокого свердління, що мають проміжні опори. Показано, що застосування пристроїв, що використовують змінну величину вильоту інструмента в процесі обробки глибоких отворів, приводить до збільшення періоду його стійкості.

**глибоке свердлення, вібраційне різання, стійкість, жорсткість, інструмент, ефективність**

Свердлення глибоких отворів є трудомісткою технологічною операцією, особливо при обробці в'язких матеріалів. Ефективність обробки глибоких отворів підвищується завдяки застосуванню вібраційного свердлення [1, 2], що у порівнянні із традиційним забезпечує: зниження сил тертя по поверхні контакту інструмента із заготовкою, надійне подрібнення і транспортування зливної стружки від зони різання, підвищення ефективності застосування мастильно-охолодного технічного засобу (МОТЗ) тощо.

Основною характеристикою інструмента, що визначає умови передачі заданих коливань різальним пругам в процесі вібраційного свердлення, є його крутильна і осьова жорсткість [1, 3]. Нехтування цим фактором призводить до частої зміни параметрів коливань, які передаються різучим пругам інструмента, що в свою чергу істотно впливає на стабільність процесу різання. Жорсткість інструмента є одним із головних чинників, які визначають інтенсивність вібрацій, величину спрацювання і стійкість інструмента.

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. При цьому, на нашу думку, підвищити стійкість стандартного інструмента можливо шляхом розробки пристроїв для свердлення, що використовують змінну величину вильоту свердел в процесі обробки глибоких отворів [3].

Проведені теоретичні дослідження і узагальнення результатів експериментальних досліджень [3], створили основу для аналізу ефективності процесу свердлення зі змінним вильотом інструмента. По результатам експериментальних досліджень [6] визначено, що величина стійкості інструмента зі збільшенням глибини

свердління нелінійно залежить від довжини вільоту. Це дозволяє записати залежність для визначення періоду стійкості свердла  $T$ , що використана в роботі [5], у вигляді:

$$\frac{T^m}{T_0^m} = \left(\frac{l_0}{l}\right)^n, \quad (1)$$

- де  $l$  – робоча довжина вільоту;  
 $l_0$  – вихідна розрахункова довжина вільоту;  
 $n, m$  – показники, які враховують вплив вільоту на стійкість інструменту.

Залежно від способу виготовлення свердла, а також матеріалу, який оброблюють, показники степенів  $n$  і  $m$  за результатами досліджень [4, 5] приймають в межах від 0,1 до 0,5. Так, наприклад, для свердлів, які досліджувались у роботі [4] при обробці сплаву ВТ20, показник степеня  $n$  приблизно дорівнює 0,4, для фрезерованих свердлів відповідно з результатами, що наведені у роботі [5], показник степеня  $n$  становить приблизно 0,15.

Порівнюючи процеси глибокого свердління отворів свердлами з постійним і змінним вільотом, необхідно відзначити, що величина вільоту буде однакою тільки на граничній глибині обробки. Протягом усього процесу обробки при роботі зі змінним вільотом інструмента ця величина завжди буде меншою. Таким чином, за всіма рівними умовами відношення стійкості інструмента при обробці зі змінним і постійним вільотом може бути визначене по формулі:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{k - k^{\frac{n}{m}}}{k - 1} \cdot \frac{1}{1 - \frac{n}{m}}, \quad (2)$$

де  $k$  – відношення вільоту наприкінці обробки до вихідного вільоту.

Відповідно до залежностей (1) і (2) побудовані графіки стійкості інструмента при свердлінні зі змінним вільотом від відношення вільотів наприкінці і початку обробки (рис. 1). Показник степеня  $m$ , що враховує вплив вільоту на стійкість, при цьому прийнятий рівним 0,25.

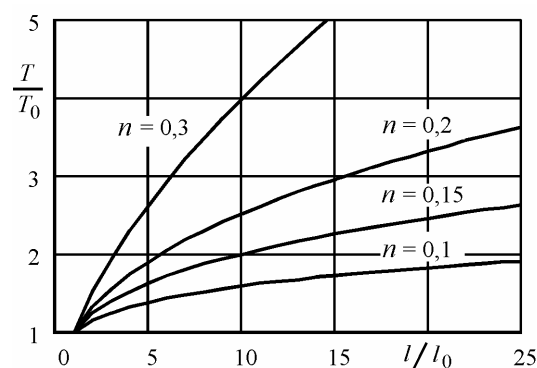
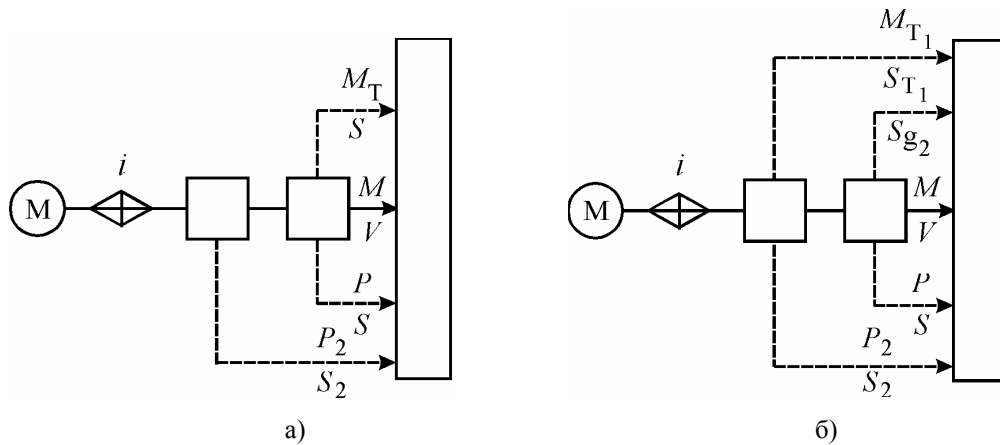


Рисунок 1

Наведені графічні залежності показують, що зі збільшенням відношення вільотів наприкінці і початку обробки, стійкість інструмента зростає. З погіршенням оброблюваності матеріалу (збільшення показника  $n$ ) ефект зростання стійкості збільшується. Ці висновки співпадають з експериментальними дослідженнями, проведеними в роботі [6] на спеціальних свердлах (свердлильних спіралях без хвостовика) постійного перерізу по всій довжині інструмента, які показали, що

крутильні коливання, які знижують стійкість свердлів, є пропорційними кубу довжини вильоту свердла. При цьому шляхом зменшення довжини вильоту свердла можна збільшити величину подачі в три-сім разів при одночасному збільшенні стійкості інструмента від трьох до семи разів.

Структурні схеми привода (рис. 2) [8], отримані результати досліджень [7] і узагальнення робіт [1 – 7] 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 крутного моменту осьової сили свердлу при мінімальній вильоті і здійснюють дискретну подачу. Конструктивною особливістю цих механізмів є наявність в осьовому напрямку рухливих затискачів, які по черзі включають, і механізму керування затискачами. Механізм керування затискачами забезпечує по чергову фіксацію свердла в осьовому напрямку і дискретне його переміщення.



а) із одним механізмом дискретних переміщень; б) з двома механізмами дискретних переміщень

Рисунок 2 – Структурні схеми приводів верстатів для глибокого свердлення

Конструкція механізму привода верстатів для глибокого свердління, розроблена за схемою (рис. 2), наведена на рис. 3. У корпусі 1 на підшипниках установлений шпиндель 3, виконаний у вигляді гідроциліндра. У циліндрі встановлений поршень 2, шток 4 якого жорстко з'єднаний зі свердлом 5. Для зміни діаметра свердла шпиндельна група головки виконана змінною.

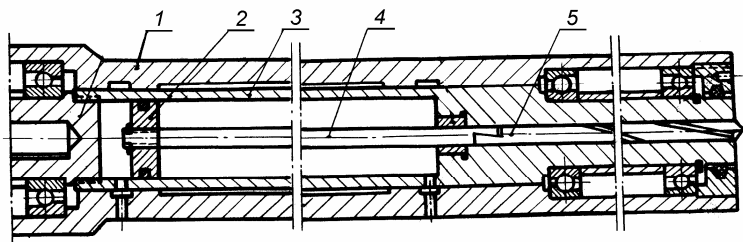


Рисунок 3

Підвищення поздовжньої стійкості штока забезпечується установкою проміжних опор (див. рис. 4). Проміжні опори 7 встановлені в циліндрі на штоку 4 по вільному садінні і мають отвори для проходження мастила. Між поршнем 2, опорами 7 і торцевою поверхнею циліндра встановлені спіральні пружини 6 рівної жорсткості. У процесі робочої подачі, що здійснює гідропривід, поршень 2 стискає послідовно

встановлені пружини 6, які, в свою чергу, забезпечують рівномірне переміщення проміжних опор у напрямку подачі при рівномірному взаємному зближенні.

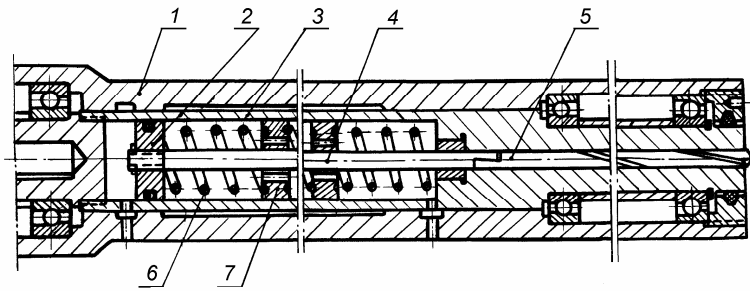


Рисунок 4

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).

Наведені 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 даних механізмів фактично знімає обмеження процесу обробки глибоких отворів за критерієм поздовжньої стійкості інструмента.

## Список літератури

1. Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Вибрационное сверление глубоких отверстий // Материали VIII міжнародної науково-технічної конференції „Динаміка наукових досліджень”. Том 53. Технічні науки. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2005. – С. 10 – 12.
2. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями. – М.: Машиностроение, 1970. – 351 с.
3. 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.
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 // Материали симпозиума „Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация”. – Вильнюс: ЛитНИИИТИ, 1974. – С. 13.
5. Жилис В.И., Казокайтис В.Ф., Вайкунас П.С. Исследование износа быстрорежущих спиральных сверл // Материали симпозиума „Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация”. – Вильнюс: ЛитНИИИТИ, 1974. – С. 34.
6. Wendelhoven J. Kurzuendelbohrer. Ratonalisierung im Betriebsdurch Arbeiten mit Kurswendelbohrern // Maschinen Markt, 1970. – № 13. – Н. 76. – S. 239 – 241.
7. Schnitzler H. Rohrvorrichtung // Industrie Anzeiger, 1972. – №14. – Н. 94. – S. 299.
8. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Управление циклом процесса глубокого сверления // Материали II міжнародної науково-практичної конференції „Дни науки – 2006”. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2006. – Том 10. Технічні науки. – С. 8-11.

Приведены теоретические и экспериментальные исследования механизмов приводов станков для глубокого сверления, имеющих промежуточные опоры. Показано, что применение устройств с переменной величиной вылета инструмента в процессе обработки глубоких отверстий, приводит к увеличению периода его стойкости.

In the article the theoretical and experimental research of mechanisms of machine tools drives for the deep drilling, having intermediate anvil post, are considered. The application of devices with a variable tool extension in deephole machining is bring to a tool durability are demonstrated.

**Ю.М. Кузнєцов, проф., д-р техн. наук**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

**В.Н. Волошин, доц., канд. техн. наук**

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## Моделювання динамічних силових характеристик плунжерних токарних патронів з багатопрофільними затискними елементами

В статті наведено результати моделювання динамічних силових характеристик плунжерних токарних патронів з багатопрофільними позиційними затискними елементами з використанням пакету прикладних програм, що дозволяє виконувати сумісний динамічний та скінченно-елементний аналіз.

**токарний патрон, багатопрофільні затискні елементи, динамічна силова характеристика, комп'ютерне моделювання, розподіл сил затиску, втрата сили затиску**

Значний прогрес в розвитку автоматизованих металорізальних верстатів для токарної обробки та, зокрема, в області приводів головного руху дозволяє проводити обробку в умовах дрібносерійного та середньосерійного виробництва з високими частотами обертання шпинделя. Для оснащення токарних верстатів, що працюють в таких умовах, можна використовувати затискні патрони (ЗП) з позиційними багатопрофільними затискними елементами (ЗЕ), що володіють високою гнучкістю. Окрім того вони також повинні забезпечувати необхідну силу затиску в усьому діапазоні частот обертання для забезпечення утримання заготовки в процесі різання.

Причиною зниження сумарної радіальної сили затиску заготовки в процесі обробки є відцентрові сили ексцентрично розташованих відносно осі обертання патрона затискних кулачків. В загальному випадку затискне зусилля, яке розвиває ЗП в площині затиску під час обробки, визначається багатьма факторами, основними з яких є конструктивна схема патрона, тип ЗЕ та їх маса, положення центра ваги ЗЕ, жорсткість ЗП, яка залежить від параметрів податливості розташованих в силовому потоці деталей та стиків, та ін. З цієї точки зору актуальною задачею є оцінка силових характеристик токарних патронів, оснащених позиційними багатопрофільними ЗЕ, як функції частот обертання, вирішення якої дозволить вибрати їх конструктивні параметри та встановити потенційні можливості для забезпечення безпечної роботи на токарних верстатах.

Вивченню силових характеристик ЗП в процесі усталеного обертання присвячено багато робіт вітчизняних та зарубіжних вчених. В роботі [1] виведені аналітичні залежності силових характеристик ЗП клинового, плунжерного та цангового типу в процесі усталеного обертання з врахуванням податливості їх стиків та елементів. Питанню дослідження впливу жорсткості стиків та елементів ЗП на динамічну силу затиску присвячені роботи [2, 3, 4, 5]. Результати досліджень, приведені у цих роботах, свідчать про суттєву залежність втрат сили затиску від податливості стиків ЗП, стику «затискний елемент-деталь» та самої деталі. В роботі [6] приведені результати досліджень впливу зрівноважувальних мас, жорсткості ЗП та маси ЗЕ на характер зміни сумарної радіальної сили затиску деталі в процесі обертання. Дослідженням за допомогою методу скінченних елементів впливу жорсткості стиків ЗП та з'єднання «накладний кулачок-основний кулачок» на динамічну силу затиску та встановленню впливу геометрії затискних кулачків і деталі на характер її зміни присвячена робота [7].

Особливістю ЗП плунжерного типу (рис. 1) є багатопрофільні ЗЕ, які при переході на інший діапазон затиску повертаються у відповідне положення. При цьому змінюється положення центра мас системи «плунжер-затискний елемент» та кут охоплення деталі профілем ЗЕ. Тому метою дослідження є розробка комп'ютерної розрахункової моделі, яка б враховувала реальну геометрію елементів ЗП, кутове положення ЗЕ та податливість стиків ЗП для визначення його потенційних можливостей при роботі на високих частотах обертання.

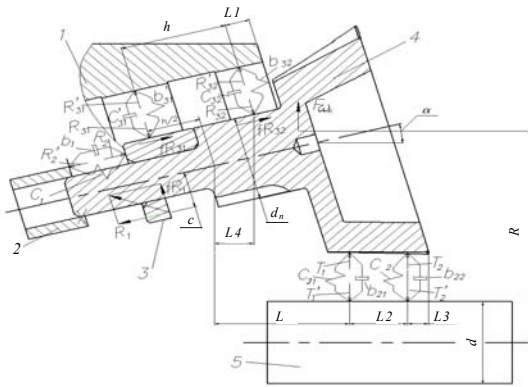


1 – корпус; 2 – привідна втулка; 3 – плунжер; 4 – механізм фіксації; 5 – багатопрофільний ЗЕ

Рисунок 1 – ЗП плунжерного типу

Для виконання повноцінного кінематичного та динамічного аналізу механізмів [8] широко використовуються прикладні програми, серед яких найбільше розповсюдження отримали COSMOSMotion та MSC.visualNastranDesktop. Такі прикладні програми дозволяють проводити розрахунок будь-яких динамічних (сили, моменти) і кінематичних (швидкості, прискорення) характеристик всіх елементів конструкції з врахуванням різних типів з'єднання, локальних податливостей деталей і стиків, тертя між елементами конструкції та ін. На основі отриманих даних може проводитися розрахунок на міцність будь-якої деталі механізму методом скінченно-елементного аналізу.

Визначення динамічних силових характеристик проводилося по розробленій на основі розрахункової схеми (рис. 2) комп'ютерній моделі (рис. 3), яка враховує масово-інерційні характеристики деталей ЗП, що приймають участь у передачі силового потоку від приводу затиску до заготовки, та зв'язків між ними. Розроблена модель також враховує податливості стиків «затискний елемент-деталь», «плунжер-корпус», «привідна втулка-плунжер», їх демпфувальні властивості, та тертя між рухомими елементами ЗП.



1 – корпус патрона; 2 – гайка; 3 – втулка; 4 – ЗЕ із плунжером; 5 – деталь

Рисунок 2 – Розрахункова схема ЗП

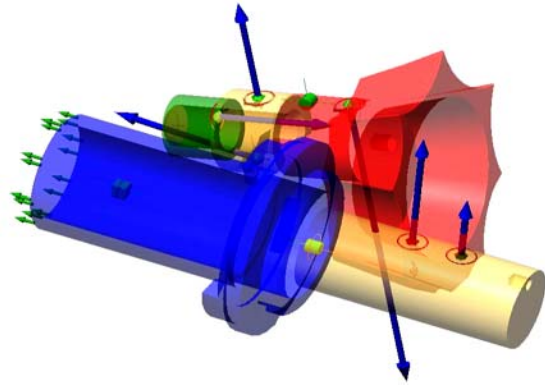


Рисунок 3 – Комп'ютерна модель для визначення динамічних силових характеристик ЗП з багатопрофільними ЗЕ

Моделювання руху ЗП, елементи якого навантажені осьювою силою від приводу затиску (діапазон навантажень  $S_{\Sigma} = 10 \dots 45$  кН), проводилося при зміні частоти обертання від 0 до 4000  $\text{хв}^{-1}$  та різних положеннях ЗЕ. За результатами обробки даних, отриманих в процесі моделювання (рис. 4), побудовано залежності розподілу сил затиску  $q^1$  по довжині контактних ділянок затискного елемента (рис. 5,а) та сумарної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$  (рис. 5,б) для його різних положень в залежності від частоти обертання затискного патрона та осьової сили приводу затиску.

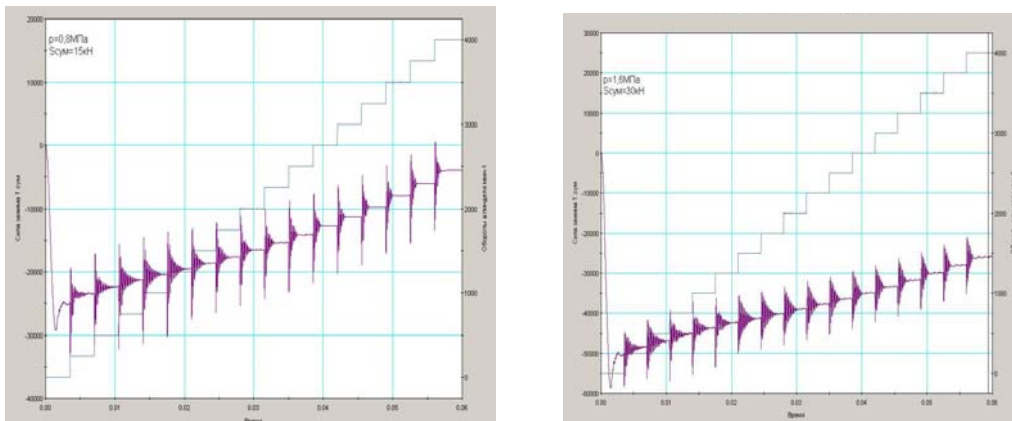


Рисунок 4 – Результати моделювання сумарної радіальної сили затиску в процесі обертального руху ЗП при ступінчастій зміні частоти обертання для одного з положень

багатопрофільного ЗЕ при двох значеннях сили приводу  $S_{\Sigma}$

Аналіз отриманих залежностей розподілу сил затиску показує, що збільшення частоти обертання ЗП веде до втрати сили затиску по довжині контакту «ЗЕ елемент-деталь» і суттєво змінює закон її розподілу. Внаслідок дії відцентрових сил додатково навантажуються задня частина поверхні затиску ЗЕ та розвантажуються передня. Такий перерозподіл сил затиску виникає в результаті додаткового кутового та радіального зміщення плунжера із ЗЕ під дією відцентрової сили внаслідок податливості стиків ЗП та його елементів. Результати моделювання показують, що при певних частотах обертання ЗП ЗЕ працює не всією довжиною контакту, що призводить до збільшення контактних деформацій стику «ЗЕ-деталь» та погіршення умов його роботи. Інтенсивність зниження сумарної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$  також суттєво залежить від кутового положення багатопрофільного ЗЕ, що спричиняється зміною положення його центра мас в радіальному та осьовому напрямі (наприклад, при  $d = 20$  мм радіус розташування центра мас  $R = 55$  мм,

а при  $d = 100_{\text{мм}}$  –  $R = 82_{\text{мм}}$ ; це призводить до зниження допустимої частоти обертання патрона в 1,67 рази). За результатами моделювання для спроектованого ЗП з діаметром корпусу 200 мм (рис.1) для оснащення токарно-револьверного верстату з ЧПК мод. 1В340Ф30 допустимі частоти обертання для затиску заготовок в діапазоні діаметрів 20...100 мм набувають значень від 3500 до 2100  $\text{хв}^{-1}$  при максимальній силі приводу затиску 30 кН.

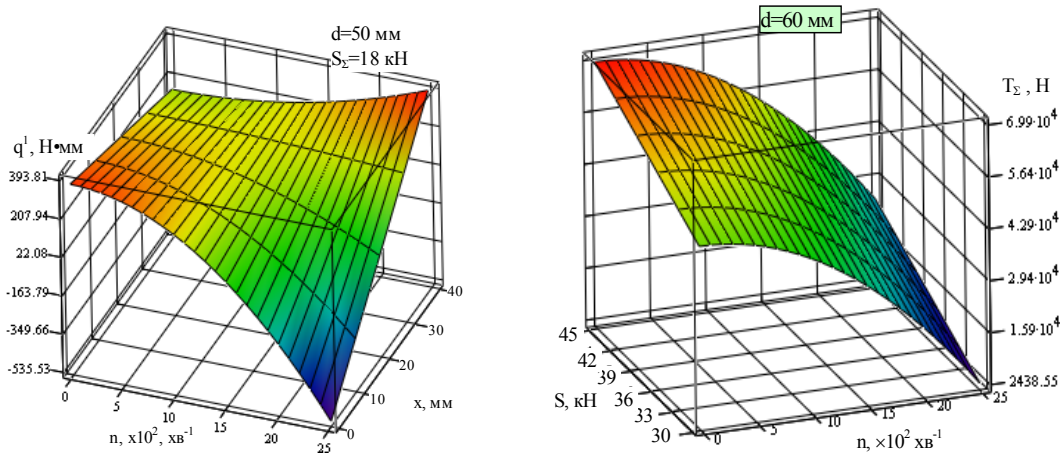


Рисунок 5 – Типові графічні залежності розподілу сил затиску  $q^1$  по довжині контактної ділянки затискного елемента (а) та сумарної радіальної сили затиску  $T_z$  (б) від частоти обертання затискного патрона  $n$

Висновки. 1. На основі розробленої комп'ютерної моделі ЗП плунжерного типу отримано його динамічні силові характеристики. 2. Встановлено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів, а також положення багатопрофільних ЗЕ на залежність сумарної радіальної сили затиску від частоти обертання. 3. Визначено допустимі частоти обертання спроектованого ЗП плунжерного типу з діаметром корпусу 200 мм, при яких забезпечується надійний затиск деталі в процесі обробки.

## Список літератури

1. Ахрамович В.Н. Силовые характеристики зажимных патронов в процессе установившегося вращения// Проблемы машиностроения и автоматизации. – 1993. - №3-4. – С.62 – 66.
2. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Техника, 1988. – 222 с.
3. Ахрамович В.Н. Влияние жесткости элементов патронов на силу зажима// Машиностроитель. – 1996. - №1. – С.19 – 20.
4. Schulz H., Wagner H.-D. Bedeutung der Werkstücksteifigkeit beim Drehen// Werkstatt und Betrieb. – 1984. – №3. – S.173 – 174.
5. Schulz H., Wagner H.-D. Ermittlung der Betriebsspannkraft von Drehfuttern unter Berücksichtigung der Systemsteifigkeiten// Industrieanzeiger. – 1987. – №35/36. – S.53 – 54.
6. Фарук Ель-Дахабі. Синтез високошвидкісних затискних патронів токарних верстатів. Дис. канд. техн. наук, 050301. – К., 2006. – 165 с.
7. Pingfa Feng. Berechnungsmodell zur Ermittlung von Spannkraften beim Backenfutter. Technische Universität Berlin, Diss., 2003. – 213 S.
8. Алямовский А. Инженерный анализ в среде SolidWorks: новое в версии 2008// САПР и графика. – 2007. - №11. – С.78 – 84.

В статье приведены результаты моделирования динамических силовых характеристик токарных патронов плунжерного типа с многопрофильными позиционными зажимными элементами с использованием пакета прикладных программ, который позволяет выполнять совместный динамический и конечно-элементный анализ.

In the article the result of modeling of dynamic force characteristics of piston lathe chucks with multisectoral positional clamping jaw are presented. The result are received with the use of application package, which allows to make a compatible dynamic and finite-element analysis.

## Застосування пасивних автобалансирів у якості демпферів кута нутації обертових супутників

Розглянуті особливості застосування пасивних автобалансирів у якості демпферів кута нутації обертових супутників. Зроблений огляд супутників, для яких застосовний вказаний спосіб демпфірування. Наведені основні теоретичні результати, отримані авторами з зазначеної теми. Наведені практичні рекомендації з застосування пасивних автобалансирів як демпферів кута нутації.

**обертовий супутник, кут нутації, демпфер кута нутації, автобалансир**

**Вступ.** Пасивні автобалансири (АБ) знайшли широке застосування для зрівноваження на ходу швидкообертових роторів [1]. Корегувальні вантажі (КВ) цих АБ на певних швидкостях обертання ротора самі приходять в те положення, в якому зрівноважують ротор і далі обертаються з ним як одне ціле, поки не з'являться збурення різного походження. У роботах [2-13] вивчена можливість і способи використання АБ для усунення кута нутації швидкообертового супутника. На відміну від призначених для цього відомих демпферів кута нутації, АБ за певних умов здатні не тільки зменшувати кут нутації, викликаний неточним наданням початкового обертання супутнику, але і здатні зменшувати кут нутації, викликаний незрівноваженістю супутника щодо повздовжньої осі. Для різних супутників залишковий кут нутації (від незрівноваженості) може досягати  $0,5^{\circ} \dots 5^{\circ}$ , що значно погіршує роботу апаратури супутника, а саме якість сканування поверхні Землі, фотознімків, приводить до непостійної флуктуації радіосигналу і т.д. [14-18]. Тому зрівноваження супутника з одночасним демпфуванням нутаційних коливань є актуальною задачею. В даній роботі вказані типи супутників, для яких застосовний розроблений спосіб демпфірування. Наведені основні теоретичні результати, отримані авторами з зазначеної теми, а також рекомендації з застосування АБ як демпферів кута нутації.

**Область застосування розробки.** Огляд літератури [19-29], національних освітніх та аерокосмічних програм різних країн показує, що пасивне демпфірування нутаційних коливань обертових супутників, стабілізованих обертанням, отримало широке розповсюдження на практиці. Цей метод використовувався і використовується на ряді метеорологічних, дослідницьких та супутниках зв'язку серії «Pioneer», «Explorer», «TIROS», «TELSTAR», «Сінком», «АТС», «ESSA», «Meteosat», «Gms», «SCD», «HESSI», «THC-0». На доцільність використання пасивного демпфірування на сучасних мікро і наносупутниках вказують сьгоднішні освітні, аерокосмічні, та інші програми, зокрема США - «CubeSat», «ION-F», «Constellation Pathfinder»; Японії – «TokyoTech»; Канади – «CanX»; Італії – «UniSat»; Росії – «ПСИНОМ»; України – «Освіта-КА» та ін.

В залежності від вирішуваних задач вісь обертання супутника спрямовують перпендикулярно площині орбіти або до центра орбіти (рис. 1). В першому випадку для орієнтації осі використовується магнітне поле Землі, у другому – сили гравітації чи сонячний вітер. Це – пасивні способи орієнтації. Разом із пасивними способами демпфування кута нутації ці методи не потребують витрати енергії на орієнтацію і

стабілізацію (а деякі – і розкручування) супутника, тому довговічні і забезпечують тривале (до 5 і більше років) функціонування таких супутників.

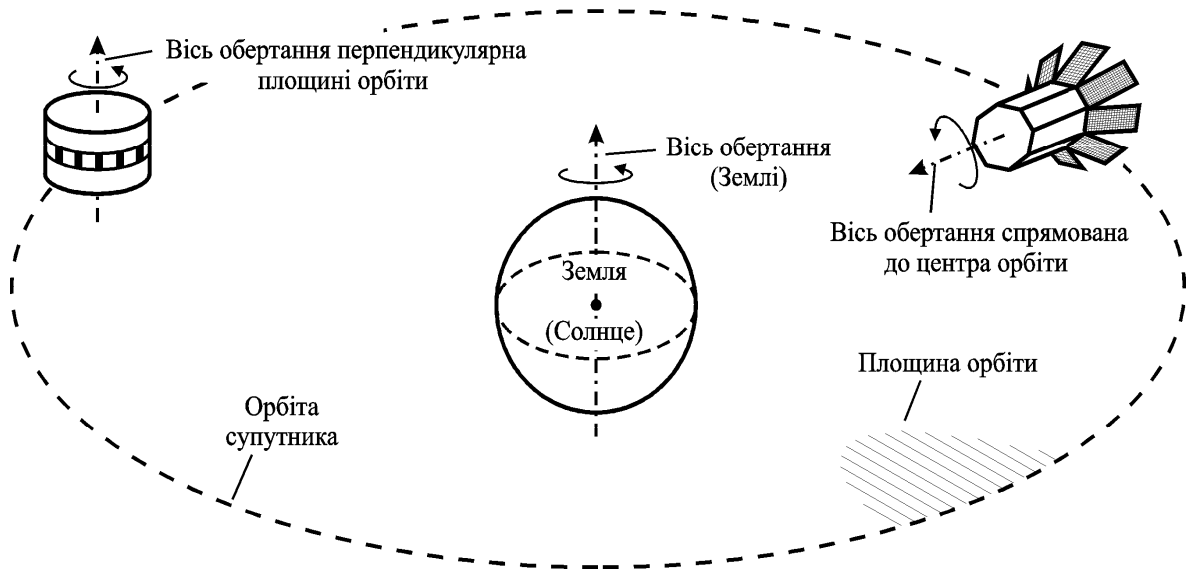
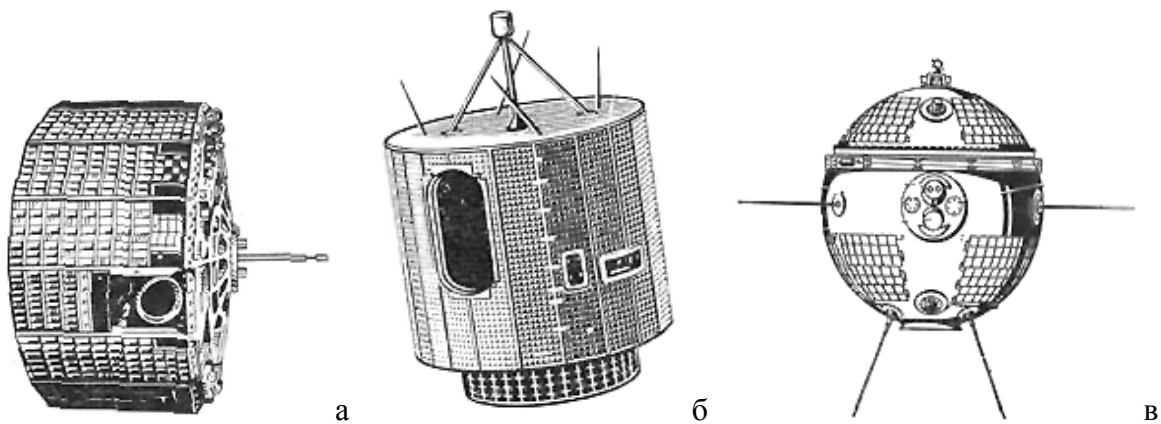


Рисунок 1 - Орієнтація осі обертання супутника або КА стабілізованого обертанням

Розроблений метод застосовний для сплюснутих (стійких) швидкообертючих супутників, що орієнтуються магнітним полем Землі або сонячним вітром, і найбільш ефективний у разі статичної незрівноваженості супутників. За формою корпусу ці супутники можна поділити на циліндричні та сферичні (рис. 2), причому для супутників циліндричної форми у переважній більшості повздовжній осьовий момент інерції більше поперечних.



а, б – циліндричний; в – сферичний

Рисунок 2 – Форма корпусу швидкообертючих супутників

Інформація по вказаних вище та ряду інших швидкообертючих супутників і про типи пасивних демпферів, які використовуються в них, приведена табл. 1.

Супутники, які орієнтуються силами тяжіння, є повільнообертючими (і не сплюснутими) [13-16]. Їх також можна зрівноважувати АБ, але способи використання АБ для цих цілей ще не досліджені.

Таблиця 1 – Швидкооберткові супутники із пасивними демпферами кута нутації

Супутник, призначення, країна	Рік запуску	Маса, кг і клас супутника	Частота обертання, об/хв	Тип демпфера	Залишковий кут нутації, град
Телстар-1, 2, зв'язку, США	1962, 1963	77, мікро	–	РД	0,5 <sup>0</sup>
Сінком, зв'язку, США	1963	–	160	РД	0,5 <sup>0</sup> ...1 <sup>0</sup>
TIROS IX, TIROS X (рис. 1, а) метеорологічний, США	1965	135, міні	10	РМ	–
Explorer XXXII (рис. 1, в) дослідницький, США	1966	225, міні	30	–	–
ESSA-I, ESSA-II, ESSA-III метеорологічний, США	1966	138, міні	10	–	–
ATS 1, зв'язку, США	1966	351, міні	100	РМ	0,5 <sup>0</sup> ...1 <sup>0</sup>
Explorer XLVII (IMP-H) дослідницький, США	1972	390, міні	45	–	–
SMS -1 (рис. 1, б) метеорологічний, США	1974	625, міді	100	–	–
GOES A, B ... H метеорологічний, США	1975, 1977... ..., 1987	399, міні	100	РД	0,5 <sup>0</sup> ...1 <sup>0</sup>
Meteosat 1, 2...7 метеорологічний, EUMETSAT	1977, 1981... ..., 1997	322, міні	100	РД	0,5 <sup>0</sup>
Gms-1, 2...5 метеорологічний, Японія-США	1977, 1981... ..., 1995	320, міні	100	РД	0,5 <sup>0</sup>
FY-2, метеорологічний, Китай	1997	320, міні	100	РД	0,5 <sup>0</sup> ...1 <sup>0</sup>
Astrid 1, Astrid 2, дослідницький, Швеція	1995, 1998	27, мікро	--	РД	0,5 <sup>0</sup> ...2 <sup>0</sup>
SCD-2, зв'язку, Бразилія	1998	117, міні	228	–	0,5 <sup>0</sup> ...1 <sup>0</sup>
SACI-1, дослідницький, Бразилія	1999	80, мікро	6-10	РД	1 <sup>0</sup>
SJ-5, дослідницький, Китай	1999	298, міні	4	--	--
Acgimsat, дослідницький, США	1999	115, міні	12	--	--
IMAGE, дослідницький, США	2000	494, міні	3-5	РД	0,5 <sup>0</sup> ...5 <sup>0</sup>
HESSI, дослідницький, США	2002	293, міні	15	–	–
TC-1, TC-2, дослідницький, ESA	2003, 2004	330, міні	--	--	--
AMSAT, дослідницький, США	2004	100, мікро	1-15	--	--
HAMSAT, зв'язку, Індія	2005	42, мікро	4	--	--
THC-0, дослідницький, Росія	2005	5, нано	1-3	–	–
MSG-2, метеорологічний, EUMETSAT	2005	2035*, міді	100	--	--
Rstar и Vstar, зв'язку, Японія	2007	53, мікро	10	–	–

EUMETSAT – європейське космічне агентство  
 ESA – європейське супутникове агентство  
 РД – рідинний демпфер

РМ – резонансно-механічний демпфер  
 \* - маса разом з розгінним блоком  
 -- - інформація недоступна

**Задачі, методи і основні результати досліджень.** В роботах [2-13] авторами розв'язувалися такі задачі досліджень:

- встановлювалися випадки, в яких пасивні АБ можуть повністю усунути кут нутації, викликаний як неточним наданням початкового обертання супутнику, так і незрівноваженістю супутника відносно його повздожньої осі;

- оцінювалася швидкість усунення кута нутації маятниковими (кульовими) АБ та вплив на цей процес різних параметрів.

Показана ефективність енергетичного метода для: виділення всіх можливих усталених рухів системи супутник – АБ; оцінки їх стійкості; одержання узагальнених умов настання зрівноваження. Метод не потребує складання диференціальних рівнянь руху системи.

Показана ефективність першого метода Ляпунова для: одержання необхідних і достатніх умов стійкості так званих основних рухів - в яких КВ АБ (маятники, чи кулі) зрівноважують супутник і повністю усувають кут нутації; оцінки швидкості зменшення цього кута, впливу на цей процес параметрів системи.

Показана ефективність евристичного метода [1] для визначення умов, при яких коригувальні вантажі АБ будь-якого типу будуть прямувати до положення, в якому зрівноважують супутник, тобто умов, за яких АБ буде працювати власне як автобалансир. При цьому отримуються узагальнені умови, придатні для АБ будь-якого типу.

*Були одержані такі основні результати досліджень:*

а) в рамках моделей, в яких супутник рухається плоскопаралельно та статично зрівноважується маятниковими (кульовими) АБ [2,3], або АБ із зв'язаними твердими тілами [4], встановлено, що при будь-яких параметрах системи АБ з часом усувають статичну незрівноваженість супутника і він починає обертатися навколо власної повздожньої осі;

б) в рамках моделей, в яких супутник здійснює просторовий рух і зрівноважується двома парами маятників (куль) у двох різних площинах зрівноваження встановлено, що усунення кута нутації, викликаного незрівноваженістю супутника, неможливе ні при яких параметрах системи [5,6];

в) встановлено існування двох незалежних тенденцій при роботі АБ будь-якого типу [8-11]:

- зменшення кута нутації, викликаного неточним наданням початкового обертання супутнику тільки у випадку сплюсненого супутника (робота АБ у якості демпфера кута нутації);

- тенденція до приходу КВ АБ до положення, в якому вони зрівноважують супутник у випадках витягнутого або сплюсненого супутника (робота АБ у якості автобалансира).

Умови прояву тенденцій вказані табл. 2, 3. У них:  $C$  - повздожній  $A, B$  - поперечні головні центральні осьові моменти інерції системи супутник - АБ, коли вона здійснює основний рух;  $b$  - відстань від центра мас системи до площини зрівноваження.

Таблиця 2 – Тенденції у роботі двох АБ, що зрівноважують супутник у двох різних площинах (динамічне зрівноваження)

Супутник -	Обмеження	Властивість, що проявляється -	
		автобалансира	демпфера
витягнутий	$A, B > C$	+	-
сплюснений	$C > A, B$	-	+

Таблиця 3 – Тенденції у роботі одного АБ, що зрівноважує супутник у одній площині (статичне зрівноваження)

Супутник -	Обмеження	Властивість, що проявляється -	
		автобалансира	демпфера
витагнутий	$A, B > C$	+	-
сплюснутий	$C > A, B; C < A + b^2 M_{\Sigma}, C < B + b^2 M_{\Sigma}$	-	+
	$C > A + b^2 M_{\Sigma}, C > B + b^2 M_{\Sigma}$	+	+

Необхідно зауважити, що дві тенденції можуть заважати одна одній при зменшенні кута нутації. Так, у випадку витягнутого супутника або КА можливе початкове зменшення кута нутації, викликаного незрівноваженістю - внаслідок приходу КВ в окіл положення, в якому вони усувають незрівноваженість (проявляється тенденція до автобалансування). Але потім кут нутації буде зростати внаслідок дисипації енергії при коливанні корегувальних вантажів біля вказаних положень (не проявляється тенденція до демпфірування кута нутації).

### Практичні рекомендації

**Способи застосування АБ як демпферів кута нутації.** Запропоновано використовувати АБ як демпфери кута нутації швидкообертового супутника такими двома способами [12].

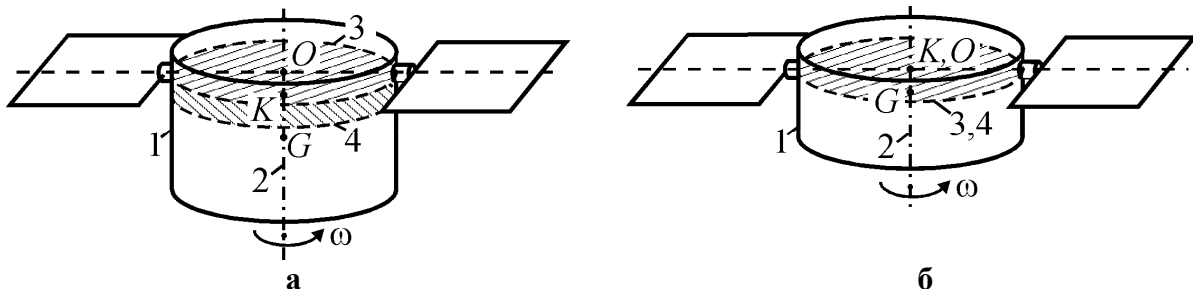
В першому способі (рис. 3, а) площина статичної незрівноваженості 3 не співпадає з площиною зрівноважування 4. Для зменшення кута нутації, як від неточного надання початкового обертання супутнику, так і від статичної незрівноваженості супутника пропонується встановлювати АБ будь-якого типу як можна ближче до площини статичної незрівноваженості, але на відстані від центра мас супутника  $G$ , що менша за відстань

$$[C - \max(A, B)] / [M_{\Sigma} |GO|], \quad (1)$$

де  $|GO|$  - відстань від центра мас супутника до площини статичної незрівноваженості.

В другому варіанті (рис. 3, б) площина статичної незрівноваженості 3 співпадає з площиною зрівноваження 4. Для повного усунення кута нутації пропонується встановлювати АБ з твердими КВ: з маятниками, насадженими на повздовжню вісь супутника (ротора); кульові АБ - в яких кулі перекочуються по кільцевій біговій доріжці; некласичні АБ [1]. Для працездатності АБ необхідно і достатньо виконання умови

$$|GK| = |GO| < \sqrt{[C - \max(A, B)] / M_{\Sigma}}. \quad (2)$$



а - площина статичного дисбалансу не співпадає з площиною зрівноваження;

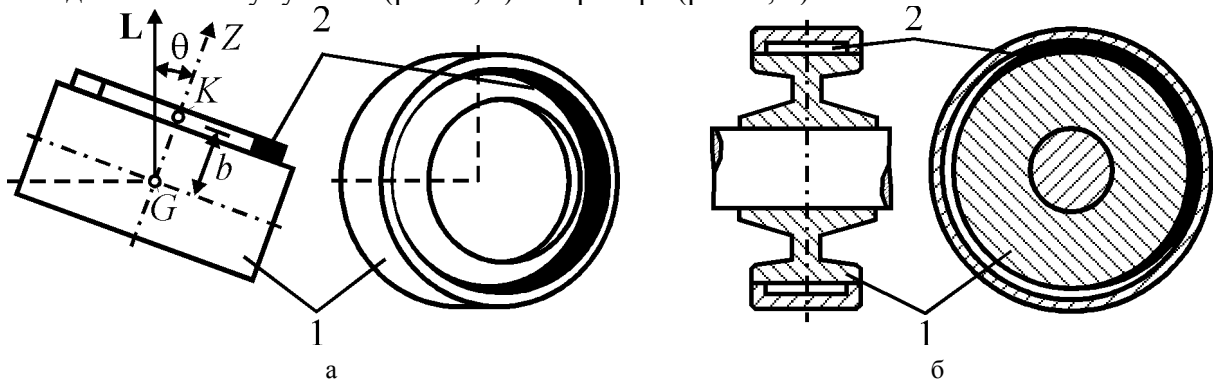
б - площина статичного дисбалансу співпадає з площиною зрівноваження

1 - швидкообертовий супутник; 2 - повздовжня вісь; 3 - площина дисбалансу; 4 - площина зрівноваження; G - центр мас супутника або КА

Рисунок 3 – Способи використання АБ у якості демпферів кута нутації швидкообертових супутників

**Рекомендації по установці відомих кільцевих і маятникових демпферів.**

Патентний пошук і порівняння конструкцій показують, що відомий кільцевий демпфер кута нутації [31-33] є рідинним АБ Леблана [30]. У обох цих пристроях рідина (ртуть) частково заповнює кільцеву порожнину, і остання розташовується співвісно повздовжній осі супутника (рис. 4, а) або ротора (рис. 4, б).

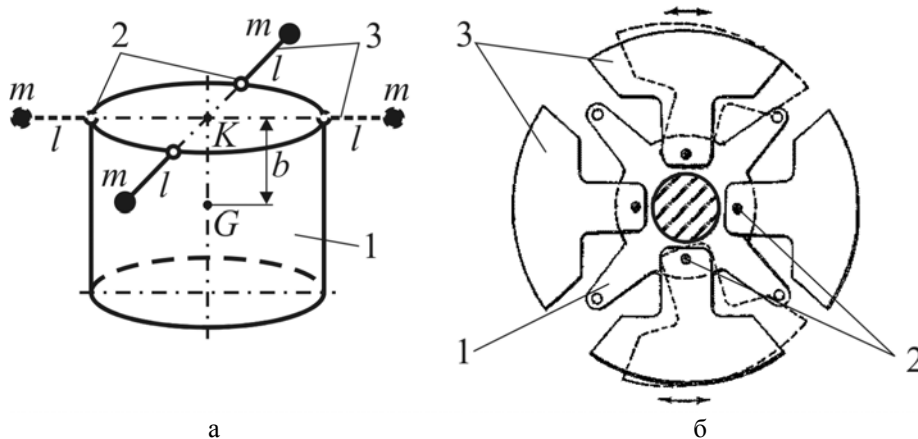


1 – супутник (ротор); 2 – кільцева ємність, заповнена рідиною (ртуттю)

Рисунок 4 – Рідинний демпфер (а) як рідинний АБ Леблана (б)

Відомо, що рідинний демпфер залишає певний кут нутації. У деяких роботах залишковий кут пояснюється поверхневим натягом, або стоячими хвилями на поверхні рідини [31-33]. Відповідно до вищесказаного, кільцевий демпфер повинен встановлюватися із задоволенням вимог (1) або (2), інакше рідина в ньому прямуватиме до положення, в якому збільшуватиме статичну незрівноваженість навіть зрівноваженого, осесиметричного супутника, що буде додатковою причиною наявності залишкового кута нутації.

Аналогічно, відомий двох або чотирьохмаятниковий демпфер кута нутації [35-37] (рис. 5, а) є маятниковим АБ Кларка (рис. 5, б) [34]. Тому маятниковий демпфер також повинен встановлюватися із задоволенням вимог (1) або (2).



1 – корпус супутника (ротора); 2 – осі, паралельні повздовжній осі супутника (ротора); 3 - маятники

Рисунок 5 – Маятниковий демпфер (а) як маятниковий АБ Кларка (б)

Слід зазначити, що рідинний і маятниковий демпфери швидше за інші АБ усувають кут нутації, викликаний неточним наданням початкового обертання супутнику. Але як АБ вони не можуть повністю зрівноважити статичний дисбаланс супутника [1]. Більш того, це найменш ефективні АБ, і мабуть тому, до теперішнього часу, на їх автобалансуючі властивості не звертали уваги [15, 17-29, 31-33, 35-37].

**Висновки.** В результаті проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

а) науково-технічний прогрес сприяє зменшенню розмірів супутників або КА, і як наслідок – призводить до збільшення долі супутників, що стабілізуються і орієнтуються пасивними способами;

б) найбільш дешевим і на сьогодні єдиним пасивним методом усунення нутаційних коливань, викликаних як неточним наданням початкового обертання супутнику, так і його незрівноваженістю відносно повздовжньої осі, є запропонований метод використання пасивних АВ як демпферів кута нутації;

в) метод застосовний для сплюснутих швидкообертючих супутників, що орієнтуються магнітним полем Землі або сонячним вітром і найбільш ефективний у разі статичної незрівноваженості супутників.

## Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Стабілізація маятниками положення осі обертання ізольованого абсолютно твердого тіла // Вісник, математика-механіка. Київський національний університет. Вип. №7-8, 2002. –С. 67-71.
3. Горошко О. О., Філімоніхін Г. Б., Пирогов В. В., Філімоніхіна І.І. Стабілізація положення осі обертання абсолютно твердого тіла багатомаятниковим (багатокульовим) автобалансиром // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2005. - №4. –С. 67-76.
4. Филимоныхин Г.Б., Пирогов В.В. Стабилизация положения оси вращения твердого тела связанными абсолютно твердыми телами // Прикладная механика, т.41, №8, 2005. –С. 122-129.
5. Пирогов В.В. Стабилизация оси вращения тела в пространстве пассивными автобалансирующими устройствами // Труды XXX Академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2006 г.
6. Филимоныхин Г.Б., Пирогов В.В., Филимоныхина И.И. Стабилизация маятниковыми демпферами пространственного положения оси вращения несущего тела // Прикладная механика, т.43, №10, 2007. –С. 120-128.
7. Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В., Філімоніхіна І.І. Рівняння руху ізольованої системи, яка здійснює просторовий рух // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2007. - №4. –С. 94-100.
8. Філімоніхіна І.І. Умови зменшення автобалансирами кута нутації обертового супутника Землі // Всеукраїнський н.-т. журнал „Вібрації у техніці та технологіях”. –2007. №1 (46), –С. 34-37.
9. Філімоніхіна І.І. Визначення умов зрівноважування обертових тіл пасивними автобалансирами // Тези доповідей 8-го Міжнародного симпозиуму Українських інженерів-механіків у Львові, 22-25.05.2007, –С. 33.
10. Филимоныхина И.И., Филимоныхин Г.Б. Условия уравновешивания автобалансирами вращающегося тела в изолированной системе // Прикладная механика, т.43, №11, 2007. –С. 113-120.
11. Філімоніхіна І.І., Філімоніхін Г.Б. Усталені рухи і умови самозрівноваження одного типу ізольованої системи // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2007. - №3. –С. 103-109.
12. Філімоніхіна І.І., Філімоніхін Г.Б. Застосування пасивного автобалансира як демпфера кута нутації сплюсненого обертового космічного апарата: Пат. на корисну модель № 28407 Україна, МПК В64G 1/00 / І.І.Філімоніхіна, Г.Б.Філімоніхін (Україна); КНТУ - № 200708020; Заявл. 16.07.2007; Опубл. 10.12.2007, Бюл.№20.
13. Пирогов В.В. Стабілізація положення осі обертання тіла-носія маятниками (кулями) // X Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос», Дніпропетровськ, квітень, 2008.
14. Токарь Е.Н. О влиянии ошибок в распределении масс космического аппарата на точность ориентации // Космические исследования. 1965, т. 3, № 3, –С. 354-358.
15. Артюхин Ю.П., Каргу Л.И., Симаев В.Л. Системы управления космических аппаратов, стабилизированных вращением. М.: Наука, 1979, 296 с.
16. Овчинников М.Ю. Системы ориентации спутников: от Лагранжа до Королева. / Соросовский образовательный журнал, Математика, № 12, 1999, –С. 91-96.
17. Попов В.И. Системы ориентации и стабилизации космических аппаратов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 184 с.

18. Докучаев Л.В. Влияние диссипативных моментов, обусловленных вязкостью жидкого тела, на устойчивость вращения космического объекта // *Космические исследования*, 2002, том 40, № 1, – С. 42-53.
19. Демченко А.В., Зівако В.С., Кулабухов А.М. и др. Первый украинский молодежный спутник // *Космічна наука і технологія*, т. 12, №5/6, 2006. –С. 4-9.
20. Ильин А.А. Динамика быстро вращающихся малых спутников в геомагнитном поле: Автореф. дис канд. физ.-мат. наук: 01.02.01. - Теоретическая механика / Институт прикладной математики им. М.В.Келдыша РАН, - Москва, 2006. - 18 с.
21. Ефремов Г.А., Витер В.В. Липатов А.А. и др. Малые спутники в сетях связи и вещания // *Технологии и средства связи*. 2000. №1.
22. Гриценко А.А. Использование стабилизированных вращением малых космических аппаратов в системах спутниковой связи на GEO и НЕО орбитах. ЗАО "Информационный Космический Центр "Северная Корона", 2001. 4 с.
23. Meissinger H.F. Low-Cost, Minimum-Size Satellites for Demonstration of Formation Flying Modes at Small, Kilometer-Size Distances / 13-th Annual AIAA/ Utah State University Conference on Small Satellites, Logan, Utah, August 23-26, 1999, –pp. 1-15.
24. Ovchinnikov M.Yu. Small Satellites in Russia (Economic and Management Aspects), *Actual Problems of Aviation and Aerospace Systems Journal*, Kazan Technical University (Kazan, Russia) and Aeronautical University (Daytona Beach, USA) Publisher, 1998, N 1 (5), –pp. 13-25.
25. Solomon S.C. et al. The Student Nitric Oxide Explorer // *Space Sciencecraft Control and Tracking in the New Millennium*, Proc. SPIE 2810, 1996.
26. Spartnik: San José State University's Micro-Satellite Project, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, SJSU, Dec 1996.
27. Fonseca I.M.; Souza P.N., Neri J.A.C.F, Guedes U.T.V. The Attitude Control Subsystem of the Brazilian Scientific Satellite - SACI-1 / *ICONE'96 Second International Conference on Non-Linear Dynamics, Chaos, Control and Their Applications in Engineering Sciences*, SP, Brazil, August 05-08, 1996.
28. Hambly R.M. AMSAT OSCAR-51 (AO-51) and the New Eagle Satellite // *Columbia, W2GPS*, 2004.
29. Gidlund S. Design Study for a Formation-Flying Nanosatellite Cluster // *Lulea Tekniska Universitet*, 2005.
30. Leblanc M. Patent 1,159,052. Automatic balancer for rotating bodies: patent 1,159,052 // Serial No. - 803,970. Field 01.12.1913, Patented 02.11.1815.
31. Рейтер Г.С., Томсон У.Т. Вращательное движение пассивных космических аппаратов // *Проблемы ориентации искусственных спутников Земли*. – М.: Наука, 1966. - 452 с.
32. Carrier G.F., Miles J.W. On the Annular Damper a Freely Precessing Gyroscope. *J. Appl. Mech.* 27, 1960, –pp. 237-240.
33. Hubert C., Swanson D. Surface Tension Lockup in the IMAGE Nutation Damper — Anomaly and Recovery // *NASA GSFC Flight Mechanics Symposium*, 2001.
34. Clark K. Patent 2,405,404 US. Domestic appliance: patent 2,405,404 US // Serial No 363,321. Field 29.10.1940, Patented 06.08.1846.
35. Likins P.W. Effects of energy dissipation on the free body motions of spacecraft /*Technical Report No 32.860*, NASA, California Institute of Technology Pasadena, California, 1966, –p. 70.
36. Newkirk H.L. Pendulum-type nutation damper used in the NASA atmospheric structure satellite S-6. California, *Navweps Report 8525*, June 1965, –p. 74.
37. Мирер С.А., Сарычев В.А. Оптимальные параметры спутника, стабилизируемого вращением, с демпфером маятникового типа // *Космические исследования*. – 1997. – т. 35. №6. – С. 651-658.

Рассмотрены особенности использования пассивных автобалансиоров как демпферов угла нутации вращающихся спутников. Составлен обзор спутников, для которых применим разработанный способ демпфирования. Приведены основные теоретические результаты, полученные авторами по данной теме. Приведены практические рекомендации по использованию пассивных автобалансиоров как демпферов угла нутации.

Are considered the features of application of passive autobalancers as dampers of corner of notation of the revolved satellites of Earth. Is done the review of satellites for which the indicated method of dumping is applicable. The basic theoretical results got authors on the indicated theme are pointed. Practical suggestions and recommendations are pointed on application of passive autobalancers as dampers of corner of the notations of the revolved satellites.

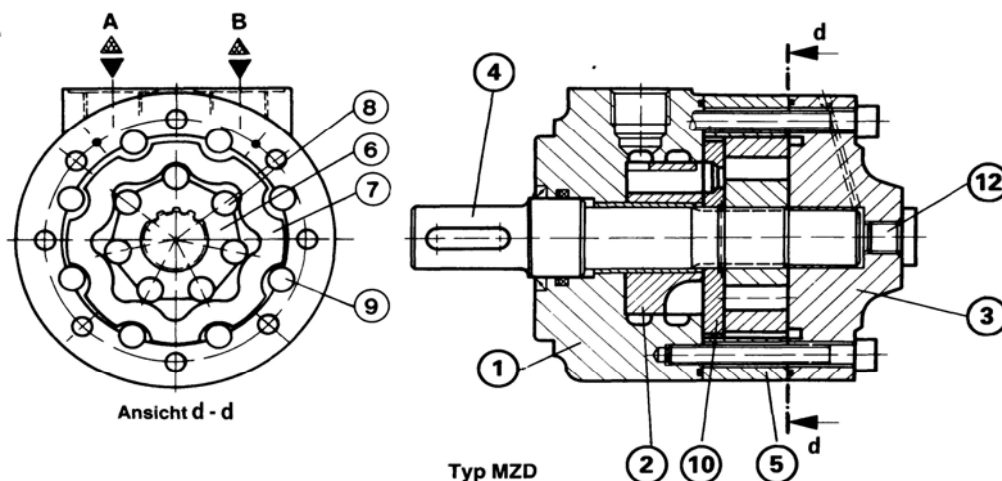
О.І. Скібінський, доц., канд. техн. наук., М.М. Підгасцький, доц., канд. техн. наук,  
 І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук., Д.Б. Козинець, студ.  
 Кіровоградський національний технічний університет

## Абразивна обробка гіпоциклоїдального профілю конічно-циліндричним кругом в умовах планетарного обкату

В статті представлено спосіб абразивної обробки конічно-циліндричним кругом в умовах обкату внутрішнього гіпоциклоїдального профілю корінного статора безкарданного циклоїдального гідравлічного мотору.

### шліфування, гіпоциклоїдальна передача внутрішнього зачеплення, корінний статор

В гідравлічних системах сільськогосподарської та іншої техніки знайшли застосування гідравлічні мотори різноманітних типів в тому числі і гідравлічні мотори, в яких робочим органом є циклоїдальні передачі внутрішнього зачеплення. Останнім часом частіше застосовуються, так звані, безкарданні циклоїдальні гідромотори, наприклад, гідромотор типу MZD (рис. 1) німецької фірми Mannesmann Rexroth, в яких ротор, що з'єднаний із вихідним валом виконує лише обертальний рух (замість планетарного як це має місце в карданних конструкціях). Планетарний рух в цьому випадку виконує корінний статор. Зазначенні конструкції гідромоторів мають ряд переваг: високий коефіцієнт корисної дії; можливість створення великого крутного моменту при малій кількості обертів; передача крутного моменту здійснюється через центральний вал; можливість керування витісненням рідини; невелика кількість рухомих частин; мінімальна кількість поверхонь спряження; високий пусковий момент; компактність конструкції.



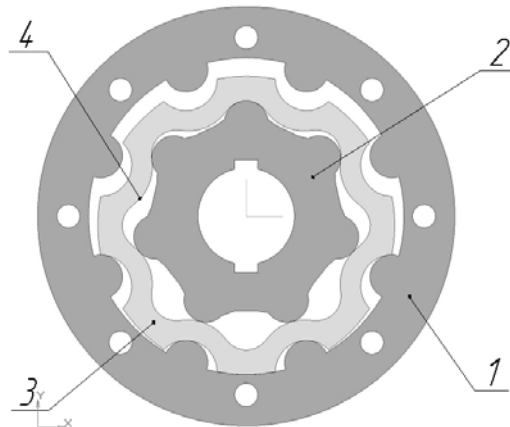
- 1- кришка верхня; 2- колектор; 3- кришка нижня; 4- вал; 5- зовнішнє цівкове колесо; 6- ротор;  
 7- корінний статор (корінна центральна шестерня); 8- цівки ротора;  
 9- цівки зовнішнього цівкового колеса; 10- розподільник; 12- різьбова пробка

Рисунок 1 - Конструкція циклоїдального безкарданного гідромотору типу MZD

Всі зазначені переваги мають місце при високій точності виготовлення основних, функціональних деталей безкарданного гідравлічного мотору, особливо деталей гіпоциклоїдальної передачі внутрішнього зачеплення.

В статті розглянуті питання технології фінішної обробки деталей передачі, а саме робочого гіпоциклоїдального профілю корінного статора.

Корінний статор 3 (рис. 2) входить до складу гіпоциклоїдальної позацентроїдної передачі внутрішнього зачеплення. В даній передачі зовнішнє цівкове колесо 1 нерухоме, ротор 2 (внутрішнє цівкове колесо) має можливість обертання навколо власної вісі, а корінний статор 3 утримується від провороту цівками нерухомого колеса 1.



1- зовнішнє цівкове колесо; 2- ротор (внутрішнє цівкове колесо);  
3- корінний статор (корінна центральна шестерня); 4- гіпоциклоїдальна крива

Рисунок 2 - Конструкція гідромоторної циклоїдальної безкарданної передачі внутрішнього зачеплення

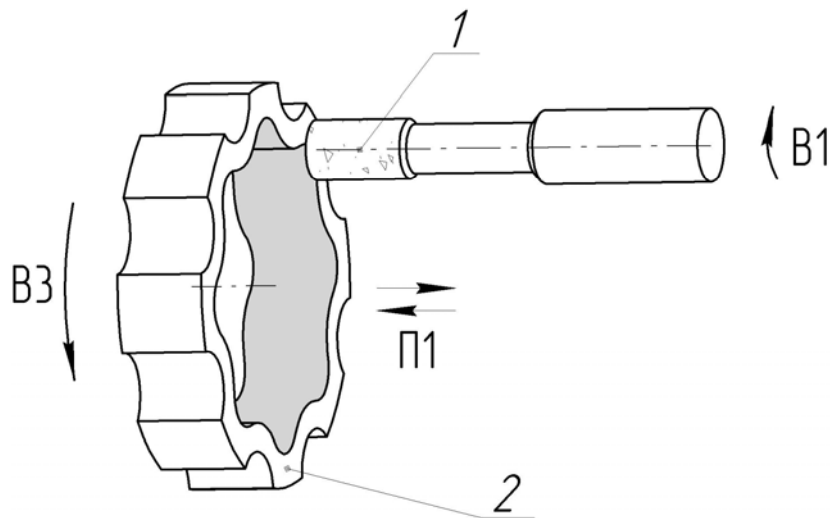
Корінний статор має складну робочу внутрішню гіпоциклоїдальну поверхню 4, яка має обмежену кількість способів формоутворення [1, 2, 4], це обумовлено складнощами при створенні способів і інструментів, які пов'язані, насамперед, з тим, що обробляється внутрішній профіль, при цьому розміри інструменту обмежуються діаметром виступів та западинами між сусідніми зубцями, що знижує його жорсткість та утруднює доступ до поверхонь, які оброблюються.

Для кінцевої обробки внутрішнього профілю корінного статора позацентроїдної гіпоциклоїдальної передачі внутрішнього зачеплення пропонується застосувати метод шліфування в умовах планетарного обкату. При використанні даного методу можна отримати високу точність та якість оброблюваної поверхні.

Найбільш близьким технічним рішенням до пропонуємого способу, є обробка робочого профілю статора циліндричним кругом, діаметр якого відповідає діаметру цівки ротора (внутрішнього цівкового колеса) передачі в умовах обкату при планетарному русі оброблюваного колеса (рис. 3). Спосіб здійснюється на універсальних внутрішньо шліфувальних верстатах оснащених планетарним пристроєм виробу, який дає можливість оброблюваному колесу виконувати планетарний рух В3 адекватний рухові при роботі передачі. Шліфувальний круг виконує обертальний рух В1 і зворотно-поступальний рух П1.

Вказаний метод має той недолік, що при шліфуванні гіпоциклоїдального профілю кругом, який має діаметр утворюючого кола (відповідає діаметру цівки ротора), останній буде змінювати свій діаметр в процесі шліфування, і за рахунок цього утворюваний профіль зуба не буде відповідати необхідній гіпоциклоїдальній кривій. Тому його застосування недоцільне із-за неможливості правки круга. Але враховуючи

простоту виконання абразивної обробки робочого профілю корінного статора циліндричним шліфувальним кругом, доцільно було б модернізувати спосіб шліфування таким чином, щоб зберегти постійним діаметр шліфувального круга у процесі шліфування.



- 1- шліфувальний круг; 2- оброблюване колесо;  
 П1- зворотно-поступальний рух шліфувального круга;  
 В1- обертальний рух шліфувального круга навколо власної вісі;  
 В3- планетарний рух оброблюваного колеса

Рисунок 3 - Спосіб шліфування робочого профілю корінного статора циліндричним кругом, радіус якого дорівнює радіусу утворюючого кола гіпоциклоїдальної кривої на внутрішньо шліфувальних верстатах оснащених планетарним пристроєм виробу

В основу способу поставлена задача створення інструменту, який забезпечує обробку робочого профілю корінного статора гіпоциклоїдальної передачі з можливістю послідуочної багаторазової заправки інструменту при умові збереження постійного його діаметра.

Поставлена задача вирішується запропонованим способом (рис. 4), котрий повторює рух двох спряжених коліс позацентроїдного внутрішнього гіпоциклоїдального зачеплення, одне з яких є деталлю, а інше інструментом, причому, у площині перпендикулярній власній вісі деталь виконує планетарний рух, який складається з обертання навколо власної вісі і руху останньої по траєкторії, яка є колом, відносно нерухомого інструменту, який проектується на вказану площину у вигляді одного, взаємодіючого з деталлю зуба, що має формоутворюючий профіль. При цьому траєкторія руху вісі деталі є колом, радіус якого визначається за формулою:

$$r_{обк} = r_{кор.ст} - r_{рот}$$

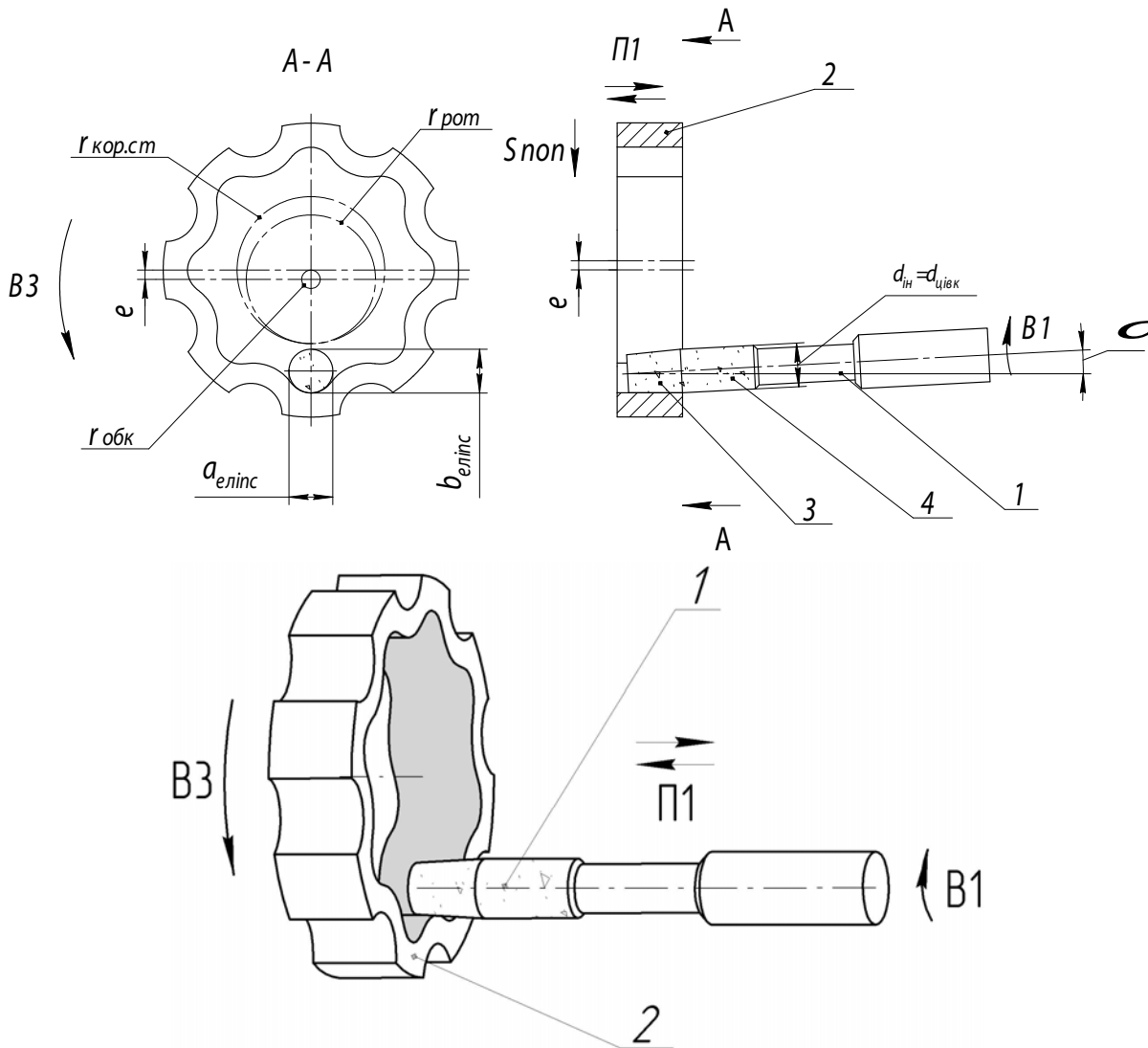
де  $r_{кор.ст}$  – радіус центроїди корінного статора;

$r_{рот}$  - радіус центроїди ротора (внутрішнього цівкового колеса).

Відмінною властивістю пропонуємого методу є те, що вісь інструмента розміщена під кутом  $\alpha$  до вісі деталі. У площині, перпендикулярній до власної вісі, інструмент складається з двох геометричних тіл, які мають єдину вісь, одне з яких виконане у формі зрізаного конусу 3, більша основа якого переходить у циліндр 4, діаметр якого дорівнює діаметру цівки ротора (діаметру утворюючого кола).

Спосіб здійснюється наступним чином: оброблювана деталь виконує планетарний рух  $B3$  тобто обертання навколо власної вісі та рух вісі по колу обкату  $r_{обк}$ . Одночасно з обертанням оброблювана деталь виконує зворотно-поступальний рух повздовжньої подачі  $П1$  паралельно до власної вісі та рух поперечної подачі  $S_{ноп}$  перпендикулярно до власної вісі. Інструмент виконує обертання навколо власної вісі зі швидкістю  $B1$ . При цьому вісь інструмента розміщена під кутом  $\alpha$  до вісі деталі, що забезпечує паралельність ріжучої кромки інструменту до вісі оброблюваної деталі.

Таким чином при одночасному переміщенні й обертанні деталі та інструменту за рахунок різних центрів їх обертання змінюється відстань між ріжучою кромкою інструменту та центром обертання деталі і відтворюється формоутворюючий рух.



1- шліфувальний круг; 2- оброблюване колесо; 3- конічна частина шліфувального круга; 4- циліндрична частина шліфувального круга;  $\alpha$ - кут нахилу інструмента;  $S_{ноп}$ - поперечна подача шліфувального круга;  $П1$ - зворотно-поступальний рух шліфувального круга;  $B1$ - обертальний рух шліфувального круга навколо власної вісі;  $B3$ - планетарний рух оброблюваного колеса;  $e$ - ексцентриситет циклоїдальної передачі;  $r_{кор.ст}$ - радіус центроїди корінного статора;  $r_{рот}$ - радіус центроїди ротора;  $r_{обк}$ - радіус кола обкату;  $a$ - мала піввісь еліпсу;  $b$ - велика піввісь еліпсу;  $d_{ін}$ - діаметр циліндричної частини інструменту, який дорівнює діаметру цівки внутрішнього цівкового колеса

Рисунок 4 - Спосіб шліфування робочого профілю корінного статора конічно-циліндричним кругом, радіус якого дорівнює радіусу утворюючого кола гіпоциклоїдальної передачі на внутрішньо шліфувальних верстатах оснащених планетарним пристроєм виробу

У перерізі, перпендикулярному до площині різання  $A-A$  на межі переходу конічної частини круга у циліндричну, циліндрична частина шліфувального круга являє собою еліпс, із малою  $a$  та великою  $b$  піввісьями. Мала піввісь  $a$  дорівнює радіусу цівки (утворюючого кола) ротора (зовнішнього цівкового колеса), а велика піввісь  $b$  максимально наближена до зазначеного радіусу. Величина відхилення залежить від кута зрізаного конуса. Залежність відхилення діаметра круга у площині нормального перерізу від кута зрізаного конуса представлена у вигляді формули:

$$b_{\text{дiа}} = \frac{d_{\text{дiа}}}{\cos \alpha},$$

де  $d_{\text{дiа}}$  - діаметр утворюючого гіпоциклоїдальний профіль кола (діаметр цівки ротора).

Графік залежності дійсної похибки круга від величини кута конуса представлено на рис. 5.

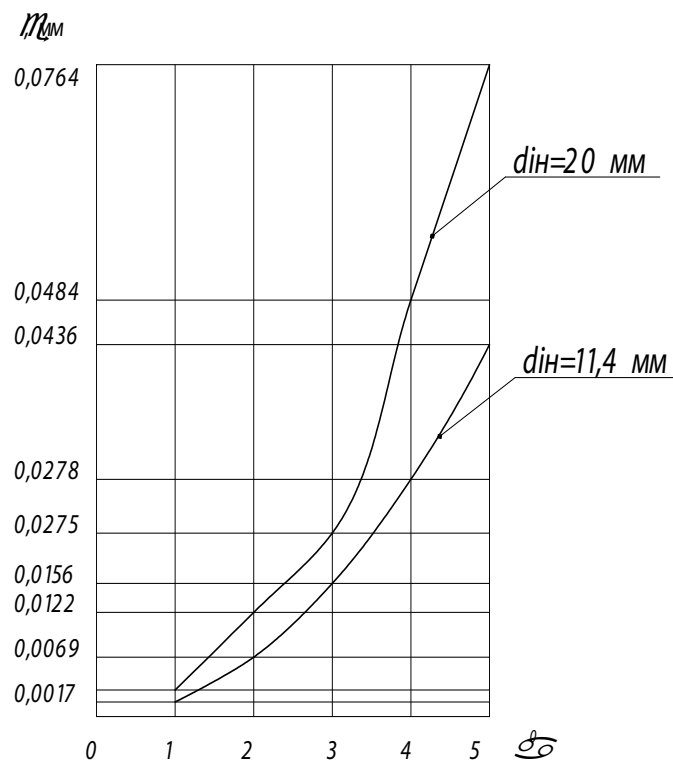


Рисунок 5 - Графік залежності дійсної величини похибки круга від значення кута конічної частини шліфувального круга

З графіку видно, що використовувати кут конічної частини круга більше  $3^\circ$  недоцільно, через велику похибку дійсного значення діаметру формоутворюючої частини шліфувального круга.

Таким чином після правки інструмента у перерізі, перпендикулярному до площини різання зрізаний конус буде мати ті самі розміри, що й до правки із відомою допустимою величиною відхилення.

Запропонований спосіб абразивної обробки може бути реалізований на внутрішньо шліфувальних верстатах в яких передбачена можливість повороту шліфувальної бабки.

Перевагами такого способу шліфування є: простота конструкції інструменту; можливість правки інструменту, що підвищує його стійкість; гнучкість технології.

## Список літератури

1. Н.М. Карелин Бескопирная обработка цилиндрических деталей. М.: «Машиностроение», 1966. -187 с.
2. В.К. Кулик, Ю.В. Петраков, В.В. Иотов Прогрессивные процессы обработки фасонных поверхностей. Киев: «Техника», 1987. -176 с.
3. [www.boschrexroth.de](http://www.boschrexroth.de).
4. Скібінський О.І. Удосконалення процесу формоутворення робочих поверхонь цівкових коліс позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення; Автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.03.01/ Кіровоградській національний технічний університет. – Кіровоград, 2004. – 20с.
5. Litvin F.L. Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New Jersey, 1994. - 724p.
6. Shung J.B., Pennock G.R. Geometry for trochoidal-tupe machines with conjugate envelopes. Mech. Mach. Theory. – 1992. - Vol. 29, No 1.
7. Townsend D.P. Dudley's Gear Handbook. The Design, Manufacture, and Application of Gears. 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw Hill, Inc., NY. 1992.

В статье представлен способ абразивной обработки коническо - цилиндрическим кругом в условиях обкатки внутреннего гипоциклоидального профиля коренного статора безкарданного циклоидального гидравлического мотора.

In clause the mode of abrasive processing conical by cylindrical circle in conditions of a running in internal gipocycloidal a cross-section of a radical stator without cardan the cycloidal hydraulic motor is developed.

## Шляхи зниження моменту зрушення гідравлічних моторів

В статті запропоновані засоби зниження моменту зрушення гідравлічних моторів шестеренного типу за рахунок оптимізації геометрії зубчастого зачеплення.

### гідравлічний мотор шестеренного типу, момент зрушення, від'ємне перекриття

При роботі гідравлічних машин шестеренного типу в режимі гідромотора велике значення має наявність шкідливого опору обертанню шестерень, який виникає від сил тертя в зубчастому зачепленні. [1] стор. 84...109.

Шкідливий опір має різні значення за період обертання зачеплення на один крок.

Наявність шкідливого опору від сил тертя значно знижує коефіцієнт корисної дії (ККД) гідромоторів, який в окремих випадках перевищує 65%, [2], стор. 116.

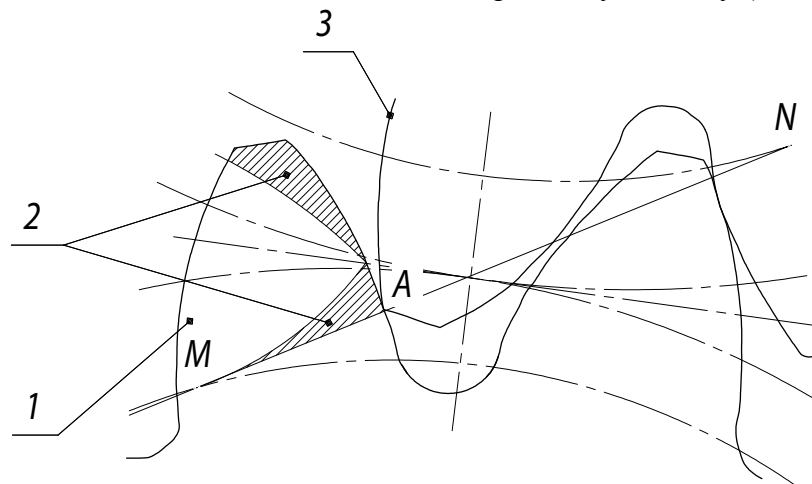
Але найбільший недолік гідромоторів шестеренного типу – завищене значення моменту зрушення, яке нормується діючими галузевими стандартами.

Метою дослідження є пошук засобів зниження моменту зрушення.

Об'єктом дослідження є геометрія зубчастого евольвентного зачеплення робочої пари гідромотора.

Предмет дослідження – розробка вдосконаленої геометрії евольвентного зачеплення.

Для вирішення поставленої задачі необхідно розглянути схему (див. рис.1).



1 – зубці ведучої шестерні; 2 – епюри швидкості ковзання; 3 – зубці веденої шестерні

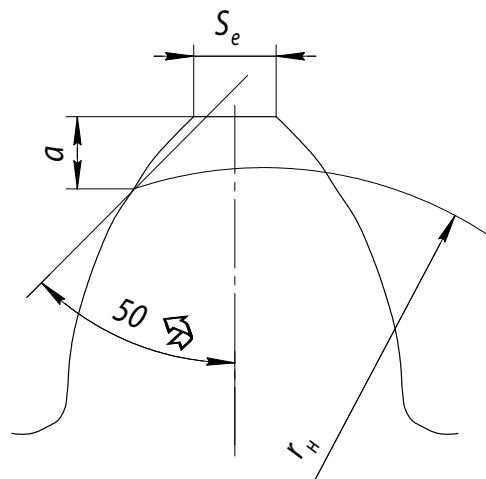
Рисунок 1 – Схема зачеплення

Максимальна величина швидкості ковзання виникає в точці А, початку зачеплення. При цьому радіус кривизни МА незначний, відповідно до цього в точці А виникає значний питомий тиск. В точці А верхівка зуба веденої шестерні внаслідок кромки, яка утворена евольвентним профілем 3 і зовнішньою циліндричною поверхнею верхівок зубців, знімає змащений шар. З цієї точки зору положення початку зачеплення має підвищене значення моменту зрушення відносно до інших положень.

З метою усунення вказаного недоліку в роботах Юдіна. Е.М. пропонується виконувати скоси на верхівках зубців (рис. 2). В той же час наявність зазначених скосів знижує розмір верхівки зубців  $S_e$ , яка відокремлює камери нагнітання та дренажу гідромотора, і є ущільнюючою перемичкою.

Таким чином єдиним засобом вирішення поставленої задачі може бути відведення точки початку зачеплення із зони максимального тиску.

Це можливо шляхом зменшення довжини активної частини лінії зачеплення. Однак таке можливо лише при умові забезпечення однопарного контакту на протязі всієї довжини лінії зачеплення. Збереження однопарного контакту можливо здійснити при умові, коли коефіцієнт перекриття  $\varepsilon$  не перевищує одиниці ( $\varepsilon \leq 1,0$ ), наявність зони від'ємного перекриття.



$S$  – ширина перемички;  $r_n$  – радіус початку зачеплення;  $a$  - довжина скосу

Рисунок 2 – Схема утворення скосів

В той же час в роботі [1] значення  $\varepsilon$  для гідравлічних машин, які працюють в режимі гідронасоса більші за одиницю, для них рекомендовано застосовувати лише позитивне перекриття.

Розглянемо умови навантаження шестерень при роботі гідромашини в режимі насоса та в режимі гідромотора.

При роботі в режимі насоса (рис. 3а) активний момент  $M_a$ , який прикладається до ведучої шестерні 2 передається веденій шестерні 3 за рахунок зачеплення евольвентних профілів.

При цьому, при наявності від'ємного перекриття ( $\varepsilon \leq 1,0$ ) здійснюється роз'єднання контактуючих профілів зубців на величину зазору в зачепленні. Таке роз'єднання може спричинити заклинювання насоса.

Ефект роз'єднання контактуючих профілів пояснюється тим, що момент опору  $M_o$  діє на обидві шестерні одночасно, а активний момент  $M_a$  прикладається лише до ведучої шестерні.

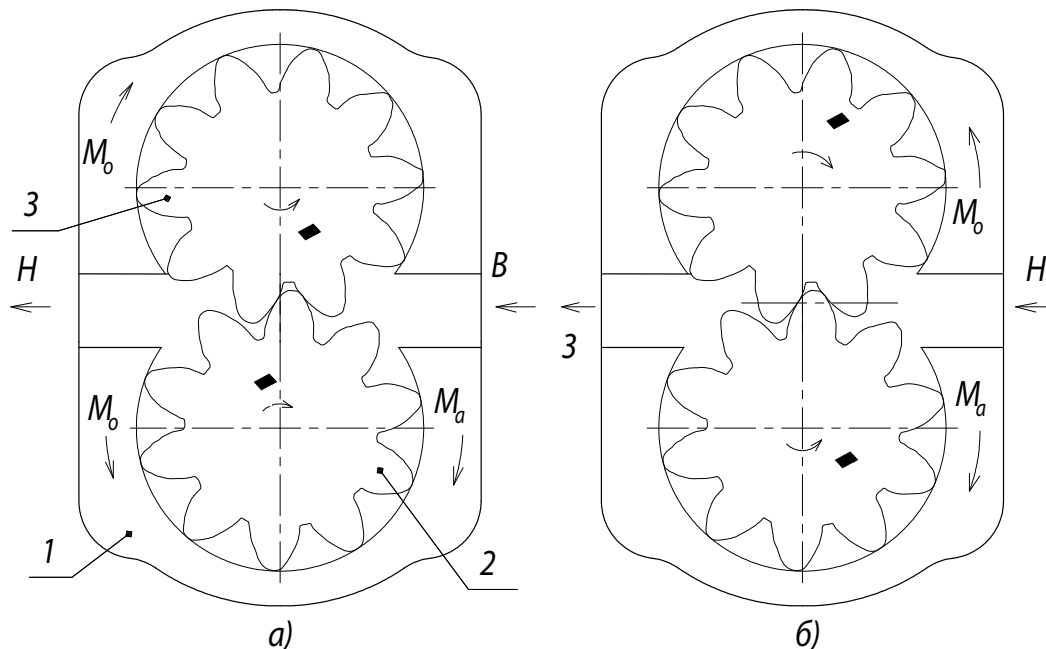
Відповідно до чого виникає приторможування веденої шестерні відносно ведучої в межах бічного зазору передачі.

Цей ефект супроводжується роз'єднанням попередньо контактуючих профілів, що викликає їх можливий контакт за межами лінії зачеплення, що в свою чергу сприятиме заклинюванню передачі.

При роботі в режимі гідромотора (рис. 3б) активний момент  $M_a$  утворюється дією робочої рідини на зубці обох шестерень як на лопаті турбіни. В цьому випадку

момент  $M_a$  впливає як зовнішня сила, яка синхронно переміщує обидві шестерні з однаковою кутовою швидкістю. При цьому забезпечується постійний контакт робочих профілів в зоні від'ємного перекриття, в межах лінії зачеплення.

Таким чином наявність від'ємного перекриття при роботі гідравлічної машини в режимі гідромотора сприяє зникненню шкідливих точок (поверхонь) тертя, що в свою чергу буде сприяти підвищенню ККД та зниженню моменту зрушення.



а) робота в режимі насоса; б) робота в режимі мотора;  
 1 – корпус; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведена шестерня;  
 Н – напір; В – всмоктування; З – злив;  $M_a$  – активний момент;  $M_o$  – момент опору

Рисунок 3 – Схема крутних моментів, діючих на шестерні

На рисунку 4а наведена схема зачеплення з позитивним перекриттям. Як видно із схеми в момент початку зачеплення в роботі профілів приймає участь дві ділянки в точках 1 та 4. При цьому в точці 1 буде виникати значний опір переміщення по причинах, які описані вище.

На рисунку 4б наведена схема зачеплення з від'ємним перекриттям. Внаслідок збільшення радіуса кола початку зачеплення  $r_i'$  точка 1 почне контактувати з профілем 3 в більш зручних умовах.

При цьому на частині довжини лінії зачеплення контакт профілів відсутній, і таке зачеплення могло б працювати лише при наявності зовнішнього моменту, який впливає на обидві шестерні.

На рисунку 5 представлена решітчаста діаграма зачеплення шестерень. Аналіз наведених положень підтверджує той факт, що застосувати від'ємне перекриття можливо шляхом збільшення радіуса кола початку зачеплення  $r_i'$ .

При цьому, на протязі всього зачеплення буде мати місце однопарний контакт (в контакті буде знаходитись лише одна пара профілів), а в зоні  $a$  буде мати місце від'ємне перекриття. Фактичні розміри зони  $a$  можливо встановити лише експериментальним шляхом, безпосереднім підбором різних значень  $r_i'$ , при яких буде забезпечена працездатність гідромашини.

Наявність позитивного або від'ємного перекриття відображається коефіцієнтом перекриття  $\varepsilon$ :

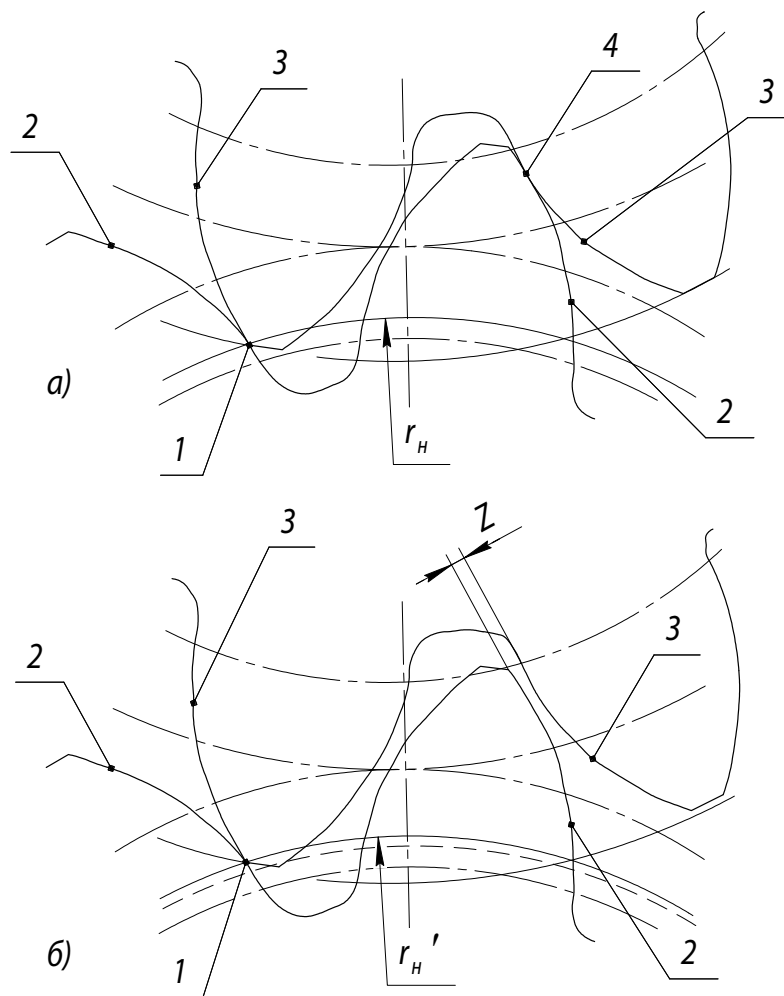
$$\varepsilon = \frac{g_a}{P_\alpha}, \quad (1)$$

де – довжина активної частини лінії зачеплення;

$P_\alpha$  – крок по основному колу.

Як видно із формули позитивне перекриття ( $\varepsilon > 1$ ) виникає у випадках, коли  $g_a > P_\alpha$ , а від'ємне ( $\varepsilon < 1$ ) коли  $g_a < P_\alpha$ . Таким чином  $g_a$  з урахуванням формули (1):

$$g_a = \varepsilon \cdot P_\alpha. \quad (2)$$



а) при наявності позитивного перекриття; б) при наявності від'ємного перекриття

1 – точка початку зачеплення; 2 – однойменні робочі профілі ведучої шестерні;  
3 – однойменні робочі профілі веденої шестерні; 4 – точка контакту профілів при позитивному перекритті;  $r_H$  – радіус кола початку зачеплення при позитивному перекритті;  
 $r'_H$  – радіус кола початку зачеплення при від'ємному перекритті; Z - зазор в зачепленні

Рисунок 4 – Схема визначення початку зачеплення

Одночасно відомо [1], що значення  $g_a$  визначається із формули:

$$g_a = \rho_a - \rho, \quad (3)$$

де  $\rho_a$  – радіус кривизни евольвенти на колу виступів;

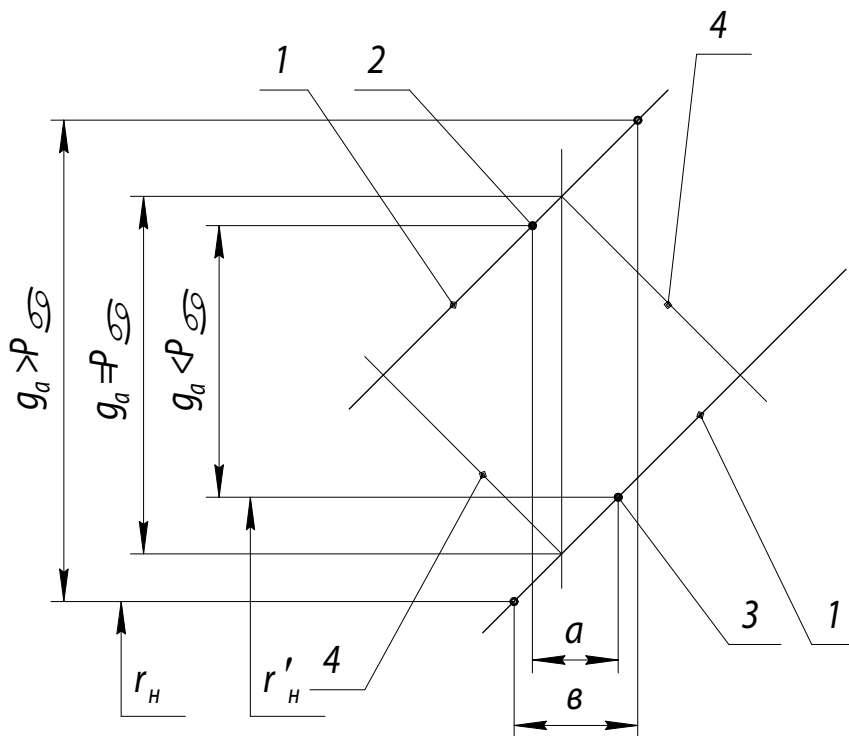
$\rho$  – радіус кривизни евольвенти в точці початку зачеплення.

Прирівнявши вирази (2) і (3) отримаємо:

$$\rho_\alpha - \rho = \varepsilon \cdot P_\alpha. \quad (4)$$

Тоді:

$$\rho = \rho_\alpha - \varepsilon \cdot P_\alpha. \quad (5)$$



1 – робочі профілі зубів; 2 – точка закінчення зачеплення першої пари профілів;  
3 – точка початку зачеплення другої пари профілів; 4 – неробочі профілі;  $g_a$  – довжина активної частини лінії зачеплення;  $P_\alpha$  – крок;  $a$  – довжина ділянки при якій має місце від’ємне перекриття;  $b$  – довжина ділянки при якій має місце позитивне перекриття;  $r_n$  – радіус кола початку зачеплення при позитивному перекритті;  $r'_n$  – радіус кола початку зачеплення при від’ємному перекритті

Рисунок 5 - Решітчаста діаграма зачеплення

Підставимо в формулу (5) значення  $\rho_\alpha$  і  $P_\alpha$ , які визначені через відомі параметри зубчастих евольвентних коліс, при цьому приймаємо значення  $\varepsilon = 0,7 \dots 0,95$ , визначене на основі експериментальних даних:

$$\rho = 0,5z \cdot tg \left( \arccos \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot r_a} \right) - (0,7 \dots 0,95) \pi, \quad (6)$$

де  $m$  – модуль;

$z$  – кількість зубців;

$r_a$  – радіус кола виступів.

Після проведення спрощень отримаємо:

$$\rho = z \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot r_a} \right) - (4,4 \dots 5,96). \quad (7)$$

Таким чином формула (7) визначає необхідне і достатнє значення радіуса кривизни в точці початку зачеплення, при наявності від'ємного перекриття.

Отриманий ефект дозволяє знизити сили тертя в зачепленні і підвищити ККД гідромашини, яка працює в режимі гідромотора.

Запропонований метод зниження моменту зрушення гідравлічних моторів дає можливість підвищити рівень їх надійності.

Конкретні значення параметрів геометрії зубчатого вінця шестерень встановлюються експериментальними методами.

### Список літератури

1. Е.М. Юдин, Шестеренные насосы, М.: Машиностроение, 1964.– 234 с.
2. Л.Б.Богданович, Гидравлические приводы в машинах, МАШГИЗ, 1962, 150 с.
3. Dooner D.B., Seireg A.A. The Kinematic Geometry of Gearing. A Concurrent Engineering Approach, John Wiley.
4. & Sons, Inc., NY, ISBN 0471045977. - 1995. - 450p.
5. Litvin F.L. Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New Jersey, 1994. - 724p.
6. Hunt K.H. Kinematic Geometry of Mechanisms, Clarendon Press, Oxford, 1978. - 465p.

В статье предложен метод уменьшения момента срагивания шестеренных гидравлических моторов путем применения схемы с отрицательным перекрытием.

In clause the method of reduction of the moment of the beginning of work of hydraulic motors with pinion gears by application of the scheme with negative blanking is offered.

**М.В. Красота, доц., канд.техн.наук, І.В. Шепеленко, доц., канд.техн.наук,  
І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, В.О.Дубовик, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Зниження пускового зносу автотракторних двигунів зміною параметрів робочого циклу**

В статті наведено результати теоретичних досліджень, що містять аналіз причин підвищеного зносу деталей автотракторних двигунів в період пуску та прогрівання, дано рекомендації щодо його зниження.

**автотракторні двигуни, зношування деталей, тиск згорання**

Пуск та прогрівання холодного двигуна являє собою недостатньо вивчений складний нестационарний процес, при якому різко змінюються умови роботи пар, що труться. На теперішній час не існує єдиної думки про причини підвищеного зносу і зниження надійності роботи пар, що труться, при пуску двигуна, а також про переважний вид зношування в цей період і якісної оцінки частки пускового зносу основних деталей в загальному зносі.

Першими дослідженнями [1, 2, 3], присвяченими цим питанням, встановлено, що за один пуск і прогрівання холодного двигуна зимою циліндри зношуються на величину, що відповідає експлуатаційному пробігу близько 180...200 км і більше. Тому існувала думка, що знос циліндрів при пуску та прогріванні холодного двигуна складає 60 % їх загального зносу. В свою чергу ряд робіт, проведених в теперішній час, показує що пусковий знос циліндрів деяких двигунів складає всього 5...10% від загального зносу.

Різні автори як переважний вид зношування циліндрів двигуна називають корозійно-механічний, молекулярно-механічний, ерозійний тощо. Дослідженнями, проведеними в середині минулого століття підтверджено, що в період пуску та прогрівання двигуна основним видом зношування є корозійно-механічне, що виникає під дією кислот, що утворюються під час конденсації водяних парів та інших продуктів згорання палива при низьких температурах стінок циліндрів. Першими напрямками по підвищенню довговічності двигунів за рахунок зниження пускового і низькотемпературного зносу стало застосування циліндрів з зносостійкими, антикорозійними аустенітними вставками, пористе хромування верхніх компресійних кілець, підвищення якості палив (зниження вмісту сірки) і масел. Однак в деяких роботах [1, 3] показано, що при роботі двигуна на низькотемпературному режимі зношення циліндрів в більшій мірі залежить від твердості матеріалу, ніж від його корозійної стійкості. Такі протирічні відомості можливо пояснити як недостатнім об'ємом вказаних досліджень через їх складність та трудоємність, а також відсутністю повного аналізу виконаних робіт.

Таким чином, існує необхідність продовжити дослідження по виявленню подальших причин зниження надійності і встановлення переважного виду зношування основних деталей в період пуску та прогрівання двигуна, а також визначення частки пускового зносу в їх загальному зносі.

*Основні фактори, що визначають зношення двигунів в процесі пуску та прогрівання.* Інтенсивне зношування деталей циліндро-поршневої групи в період пуску та прогрівання як правило пояснюють двома основними причинами:

низькотемпературні режими роботи двигуна та незадовільні умови мащення, або так зване масляне голодування.

При пуску-прогріванні двигуна в зимовий час температура деталей довго залишається нижчою температури точки роси, тому на холодних стінках гільзи циліндрів конденсується вода, яка разом з сірчанним та сірчаним газом, що міститься в продуктах згорання палива утворює відповідно сірчану та сірчанисту кислоту, що володіє високою корозійною агресивністю. Кількість кислоти зростає із збільшенням сірки в паливі.

Масляне голодування проявляється в тому, що при використанні серійних моторних масел з незадовільною температурно-в'язкісною характеристикою затримується на тривалий час надходження свіжого мастила у спряження циліндро-поршневої групи, кривошипно-шатунного механізму при пуску та прогріванню двигуна. Крім того, паливо, що не випаровувалося і не згоріло, надходить в камеру згорання, розріджує або змиває масляну плівку із стінок циліндрів і поршневих кілець і оголює металеві поверхні, які труться, що викликає інтенсивне зношування деталей, появу задирів і заїдань спряжень.

Основні фактори, що значним чином підвищують зношування двигуна при пуску є такі, що представлені на рисунку 1.

*Вплив параметрів робочого процесу двигунів на знос двигунів*

Зовнішні фактори пуску прогрівання двигуна (температурні умови, навантажувальні і швидкісні режими) впливають на зносостійкість деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ), однак величина зносу та швидкість зношування цих деталей залежать від, перш за все, умов роботи безпосередньо у спряженні „кільце-гільза, шийка-вкладиш”. Для деталей ЦПГ факторами, що визначають умови роботи спряження гільза-кільце є динамічні параметри запалювання та згорання палива і робочого процесу двигуна.

Відомо [4], що зношення деталей ЦПГ виражають наступною залежністю

$$I = \alpha \cdot p^m v^n t,$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт питомого зносу, що враховує вплив умов тертя (мащення, температура, абразивна та корозійна агресивність тощо);

$p$  - питомий опір поршневого кільця на стінку гільзи циліндра;

$v$  – швидкість переміщення деталей;

$m$  і  $n$  – показники впливу тиску і швидкості на знос;

$t$  – тривалість роботи.

Показник  $m=2...3$  вказує на сильну залежність зносу деталей від тиску  $p$ . Тиск у спряженні гільза-кільце залежить від динамічних параметрів робочого процесу: максимального тиску  $p_z$ , жорсткості згорання  $d_p/d_\alpha$  і періоду затримки запалення  $\tau_i$ .

Тиск поршневого кільця на стінку гільзи циліндра обумовлено силою пружності кільця і тиском продуктів згорання при робочому ході або повітря при такті стиснення, що прориваються в зазор між кільцем та поршневою канавкою. Сила притискання кільця від тиску газів в десятки разів більше сили пружності кільця і при досить великих зазорах між кільцем і канавкою поршня по висоті максимальний тиск на перше поршневе кільце в закліченому просторі практично не відрізняється від максимального тиску  $p_z$ . Під дією динамічних параметрів  $p_z$  і  $d_p/d_\alpha$  збільшуються навантаження на деталі і інтенсивніше зношуються поверхні, що труться. Взаємозв'язок між цими показниками підтверджує сходиність індикаторної діаграми тиску робочого такту з епюрою зносу циліндрів. Розміщення дільниці максимального зношування гільзи співпадає з зоною максимального тиску продуктів згорання  $p_z$ .

У зв'язку з тим, що безпосередньо і основний вплив на деталі ЦПГ двигунів мають умови роботи їх в циліндрі, що визначаються головним чином динамічними

параметрами процесу загорання та запалення палива, при дослідженні зносостійкості цих деталей слід враховувати зміну показників робочого процесу двигуна під дією зовнішніх експлуатаційних факторів.

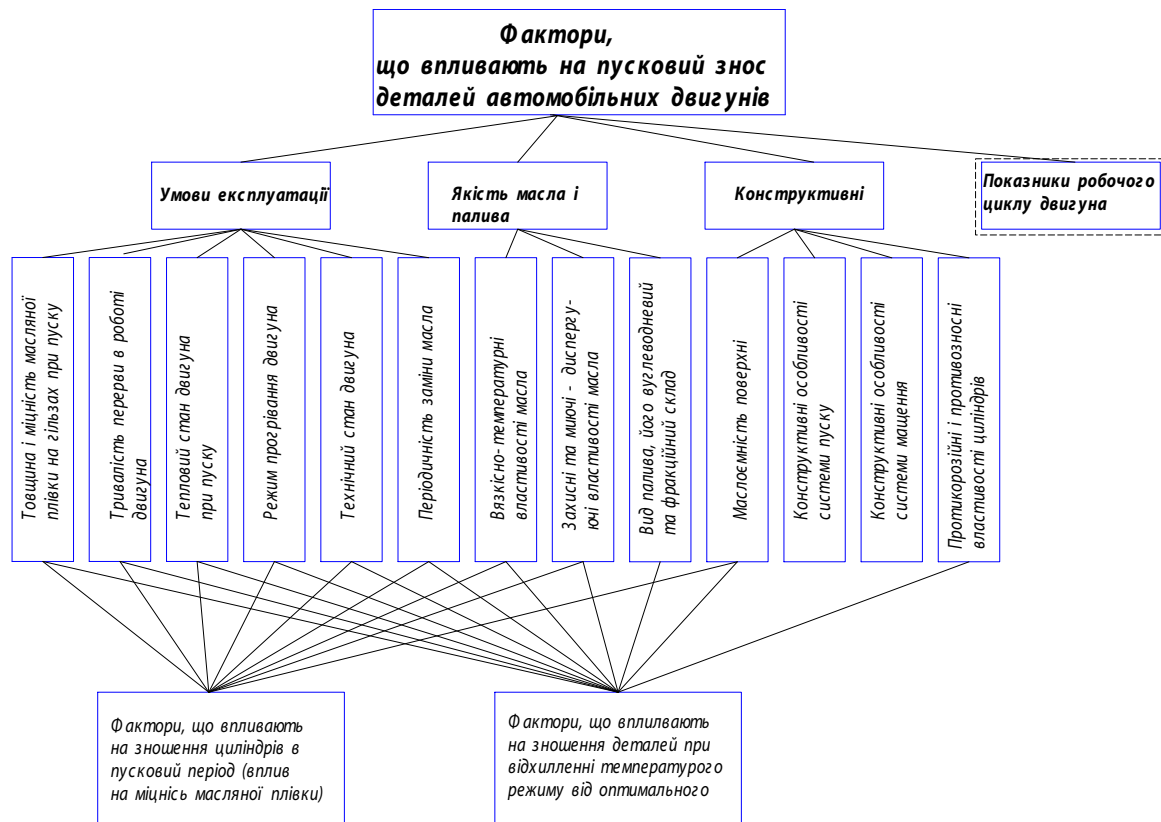


Рисунок 1 - Фактори, що визначають пусковий знос двигуна

Пуск двигуна в умовах низьких температур відрізняється від інших режимів роботи досить різким зростанням динамічних параметрів процесу згорання палива [5, 6] особливо в початковий період пуску-розгону. Максимальний тиск першого спалаху іноді в 2,5 рази більший  $p_z$  холостого ходу, а тиск шостого спалаху в 1,4 рази. Навіть при температурі зовнішнього повітря 20°C максимальний тиск вихрокамерного двигуна в період затримки запалення палива  $\tau_i$  збільшується в 4 рази, а жорсткість згорання приблизно в 10 раз.

Для глибшого і повнішого розуміння і обґрунтування практичних рекомендацій по підвищенню зносостійкості деталей двигунів на пускових режимах слід враховувати основні процеси зношування, що відбуваються на поверхні тертя під дією динамічних навантажень на деталі ЦПГ при жорсткому згоранні палива в період пуску, а також можливі шляхи управління цими процесами.

Найбільш сприятливими для двигунів є умови рідинного тертя в сполученнях циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму, при яких деталі сполучень розділені шаром мастила товщиною, що перевищує в 1,5..2 рази сумарну висоту у мікронерівностей поверхонь, що труться.

Товщина шару масла зменшується з підвищенням навантаження або зниженням частоти обертання колінчастого валу при інших рівних умовах, тому для забезпечення рідинного тертя у важко навантажених, а також зношених спряженнях слід застосовувати більш в'язкі мастила.

При динамічному згоранні палива в початковий період пуску та різкій зміні навантажувального або швидкісного режиму шар мастила складає 4..6 мкм, що є недостатнім.

*Шляхи зниження зношення двигунів в пусковий період.* Підвищення довговічності і безвідмовності автотракторних двигунів на пускових режимах, а також їх ефективний і надійний пуск в умовах низьких температур забезпечуються комплексом організаційно-технічних заходів і конструктивних рішень

Вплив динамічних параметрів робочого процесу двигуна на довговічність деталей слід враховувати при розробці основних напрямів і практичних рекомендацій по зниженню пускового зносу в початковий період пуску-розгону, а також в період наступного прогрівання двигуна роботою на холостому ході або під навантаженням.

На теперішній час недостатньо вивчена можливість зниження пускового зносу двигунів шляхом зміни показників робочого циклу.

В даній роботі на основі проведених досліджень пропонується спосіб зниження пускових зносів шляхом зміни параметрів робочого циклу та виконується оцінка правомірності таких змін з точки зору економічності та екологічності двигуна.

Як показав аналіз досліджень процесів зношення автомобільних двигунів в період пуску-розгону, який відбувається протягом декількох секунд, пусковий знос складає більше 50 % зносу двигуна за загальний період пуску і прогрівання на холостому ході протягом 10...15 хв.

Інтенсивному зношуванню за короткий час можливо запобігти, якщо знизити динамічні параметри процесу згорання палива. Максимальний тиск згорання  $p_z$  і жорсткість згорання  $d_p/d_\alpha$  перших спалахів палива слід обмежувати.

Аналіз індикаторних діаграм сучасних двигунів, а також епюр зношення деталей двигуна показує, що довговічність двигунів можливо значно зменшити зміщенням зони дії  $p_z$  і  $d_p/d_\alpha$  в процесі пуску-розгону від в.м.т. на лінію розширення. Досягти такого результату можливо двома шляхами: збільшенням періоду затримки запалення палива при пуску  $\tau_i$ , наприклад зменшенням цетанового числа, а також значним зменшенням кута випередження вприскування палива (кута випередження запалення у випадку бензинових двигунів) лише на період пуску-розгону двигуна. Після пуску-розгону двигуна до стійких обертів холостого ходу кут випередження вприскування (запалення) повинен автоматично збільшуватися до оптимального.

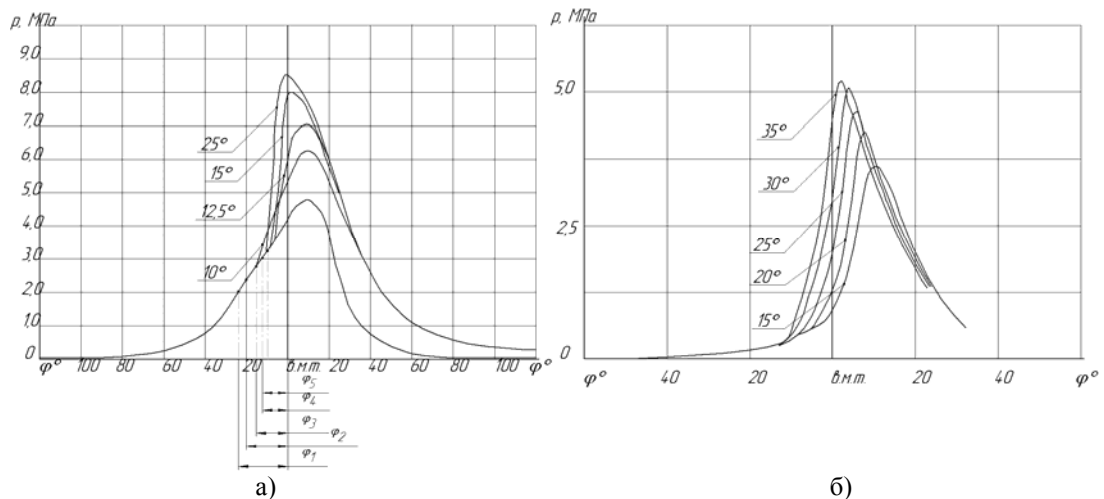
Такі зміни в робочого процесу двигуна при пуску можливі за допомогою спеціальних муфт, що збільшують кут випередження вприскування палива після пуску двигуна, наприклад під дією тиску масла в головній масляній магістралі. В початковий період пуску-розгона коли тиск в системі практично відсутній тиск буде вприскуватися при пізньому куті (після в.м.т.), а з появою тиску в головній масляній магістралі муфта повертає кулачковий валик паливного насосу в бік випередження вприскування палива до номінального кута.

Пристрої, що змінюють кут випередження вприскування палива відомі (відцентрові муфти випередження вприскування палива, муфти з гідравлічним приводом. Однак вони змінюють кут випередження в межах 8...12° п.к.в, що недостатньо для істотного зниження величини та зміщення зони дії  $p_z$  відносно в.м.т. на пускових режимах.

Встановлення на двигунах пристроїв, що змінюють кут випередження вприскування (запалення) при пуску дозволить не лише знизити зношення деталей, але й запобігти появі таких складних і важких відказів, як повертання вкладишів колінчастого валу, які виникають, як правило, через передчасне навантаження після пуску непрогрітого двигуна без достатнього і стабільного тиску в системі мащення. При наявності таких пристроїв трогання з місця автомобіля, а також передчасне навантаження двигуна автоматично виключаються, так як двигун не сприйме навантаження і не розвине номінальної потужності до появи тиску масла в головній масляній магістралі.

З метою аналізу впливу зменшення кута випередження вприскування палива на показники двигуна встановлено, що при його малих значеннях двигун працює м'якше, однак його потужність та повнота згорання падають.

З рис. 2 видно, що максимальний тиск зменшується із зменшенням кута випередження вприскування палива (запалювання), також знижується жорсткість роботи двигуна  $d_p/d_\phi$ . Пізні вприскування (запалювання) приводить до того, що процес згорання відбувається за в.м.т. в процесі розширення і відбувається при повільному підвищенні тиску і малих значеннях  $d_p/d_\phi$ . Пізні вприскування знижує індикаторні показники (рис. 3).



а – дизельний; б – бензиновий

Рисунок 2 – Індикаторні діаграми двигунів при різних кутах випередження вприскування (запалення) двигунів

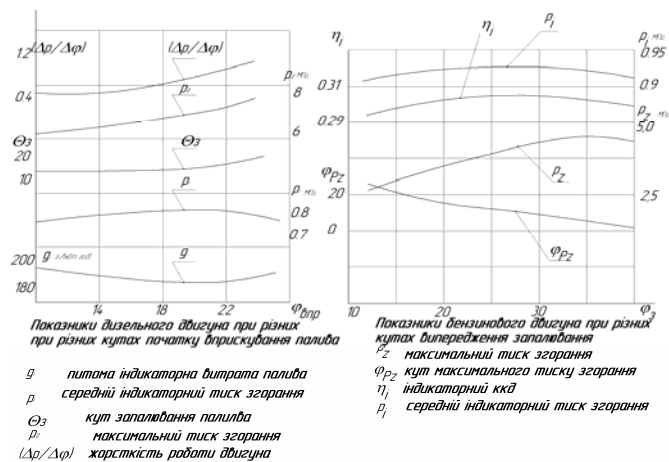


Рисунок 3 – Показники двигунів при різних кутах випередження вприскування (запалювання).

Зменшення кута випередження вприскування палива приводить до зниження максимальної температури циклу, що значно понижує вміст NO, CH у відпрацьованих газах (рис. 4), однак підвищує вміст сажі. Погіршується також економічність дизеля.

Щодо бензинового двигуна, зміна кута випередження практично не впливає на вміст CO у відпрацьованих газах, однак збільшується концентрація CH в продуктах згорання.

Проаналізувавши вищенаведені характеристики можливо зробити висновки, що раціональним кутом випередження впрыскування палива дизельних двигунів для зменшення зношування двигуна в початковий період є кут  $10...12^\circ$ , для бензинових двигунів кут випередження запалення -  $15...20^\circ$  п.к.в.

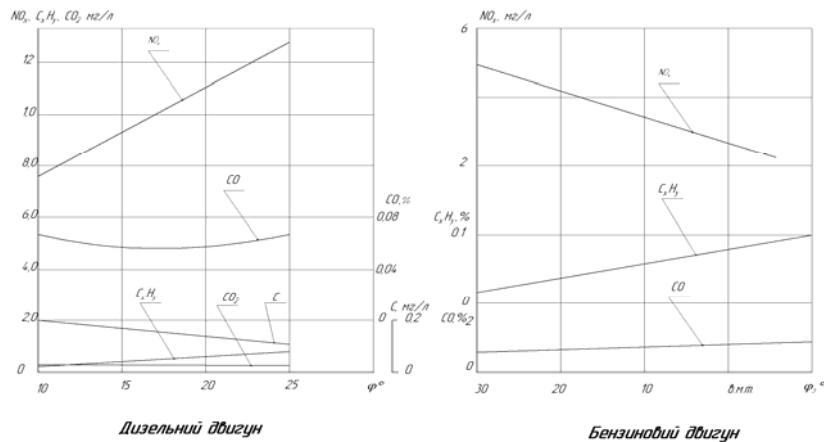


Рисунок 4 – Токсичність двигунів

*Висновки.* З метою зменшення пускового зносу запропоновано змінювати параметри робочого циклу двигуна для зменшення тиску згорання в пусковий період шляхом зменшення кута випередження впрыскування (запалення) та зсування періоду згорання палива у фазу розширення. Проаналізовано параметри двигунів при малому куті випередження палива, встановлено, що внаслідок зменшення кута випередження палива слід очікувати зниження тиску згорання, жорсткості роботи двигуна при певному зниженню потужності. Раціональним кутом випередження впрыскування палива дизельних двигунів для зменшення зношування двигуна в початковий період є кут  $10...12^\circ$ , для бензинових двигунів кут випередження запалення -  $15...20^\circ$  п.к.в

## Список літератури

1. Григорев М.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976.
2. Гаркунов Д.Н., Крагельський И.В., Поляков А.А. Избирательный перенос в узлах трения. – М.: Транспорт, 1969.
3. Попов В.Н., Бугаев В.Н., Ашмарин Н.М. Износостойкость поршневой группы двигателей, Тр. Чимэсх, 1977, вып. 26.
4. Суранов Г.И. Уменьшение износа автотракторных двигателей при пуске. – М.: Колос, 1982. – 143 с.
5. Суранов Г.И. К исследованию пусковых износов двигателей внутреннего сгорания. – Тр. ЦНИИМЭ, 1978, вып. 90.
6. Сорокин Л.А. О кинетике изнашивания цилиндра-поршневой группы автомобильного двигателя при пуске. – Автомобильная промышленность, 1974, №7.

В статье приведены результаты теоретических исследований, которые содержат анализ причин повышенного износа деталей автотракторных двигателей в период пуска и прогрева, даны рекомендации по их снижению.

In clause the results of theoretical researches are given which contain the analysis of the reasons of deterioration of details of auto tractor engines in the period to start-up, the recommendations for their decrease(reduction) are given.

**Ю.В.Кулешков, проф., канд.техн.наук, В.В. Русских, канд.техн.наук,  
Т.В. Руденко, канд.техн.наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## **Методика исследования технического состояния изношенных шестерен шестеренного насоса типа НШ**

В роботі, що пропонується наведена методика дослідження зношеного стану шестерень шестеренного насоса типу НШ, яка дозволяє більш ефективно використовувати отримані при дослідженні статистичні дані.

### **1. Постановка задачи**

Износ деталей машин зависит от многочисленных и разнообразных причин, не связанных между собой какой-либо зависимостью и в совокупности своей являющихся случайными. Поэтому для изучения износа деталей целесообразно применение статистических методов исследования. Достаточно надежным способом изучения числовых характеристик износа деталей является их микрометрическое измерение.

Значение величины износа деталей в условиях ремонтного производства необходимо как один из критериев выбора способов восстановления. Экономическая целесообразность применяемых методов восстановления деталей напрямую зависит от величины наращивания изношенных поверхностей, так как от этого зависит длительность процесса восстановления, расход материалов, энергии и трудовые затраты на ремонт деталей.

В литературных источниках по исследованию надежности и ремонту шестеренного существуют работы [1, 2, 3], в которых собран богатый материал по исследованию износа шестерен шестеренного насоса. Однако использование несовершенной методики при проведении исследований не позволяет получить из собранного материала насоса большей информации. Анализируя приведенные и другие аналогичные работы, складывается впечатление, что за исключением среднего значения износа другой информации исследователям из столь трудоемкого исследования извлечь не удастся. А поэтому, целью данной работы является разработка методики исследования позволяющей извлечь дополнительную информацию по техническому состоянию шестерен шестеренного насоса.

### **2. Программа исследования технического состояния изношенных шестерен**

Программа исследования технического состояния изношенных шестерен предполагает проведение следующих исследований:

- а) сбор статистических данных об износах шестерен насосов, поступивших в ремонт;
- б) определение характера износа;
- в) определение преимущественного вида износа шестерен;
- г) обработка собранных данных методами математической статистики, определение основных числовых характеристик выборки;
- д) графическое отображение опытной информации;
- е) выбор теоретического закона распределения, определение его параметров;
- ж) определение коэффициентов годности без ремонта и коэффициентов восстановления шестерен;
- з) построение корреляционной статистической модели изношенной шестерни.

### 3. Методика проведения исследований

Для применения методов математической статистики необходимо наличие предварительной информации. Для получения репрезентативной выборки исследуемых шестерен делаем ее случайной, т.е. отбираем ее таким способом, который не имеет никакого отношения к исследуемым признакам и обеспечивает каждому отдельной шестерне одинаковую вероятность попасть в исследуемую выборку. С этой целью на ОАО «Кировоградский ремонтно-механический завод им. В.К.Таратуты» проводилось микрометрические измерения шестерен шестеренного насоса типа НШ-32. Схема замера ведущей шестерни представлена на рис. 1.

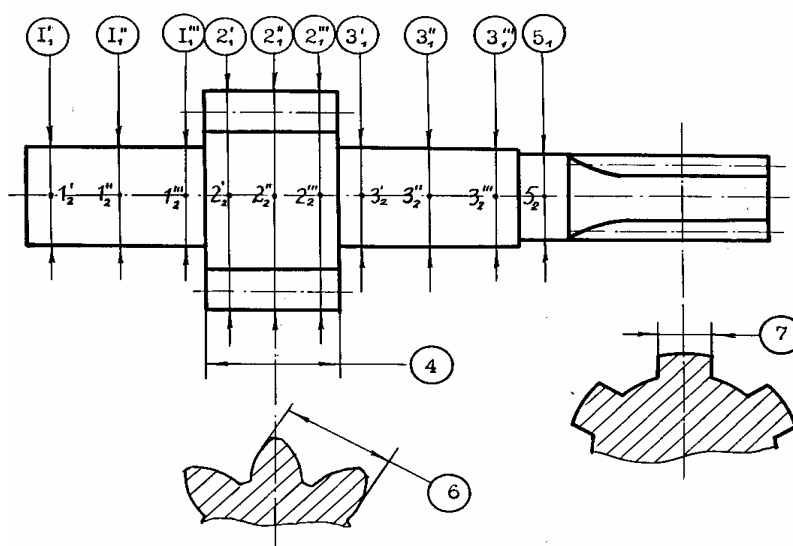
Для детального изучения износов цапф и венца шестерен замеры производились в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (см. рис.1).

Для определения износов цапф, венца шестерен по диаметру, шейки под уплотнение и венца шестерни по ширине зуба использовали гладкий микрометр МК 1 класса точности ГОСТ 6507-78. Для определения износов зубьев шестерен по эвольвентному профилю производили замер длины общей нормали микрометром МЗ 25-1 ГОСТ 6507-78. Износ шлицев по ширине определяли штангенциркулем ШЦ-П-250-0,05 ГОСТ 166-80.

Особенностью предлагаемой методики сбора информации об износах шестерен и последующей ее обработки явилось то, что для создания «целостного образа» изношенной детали производили замеры и фиксацию размеров вначале одной детали, а затем переходили к дефектации следующей. Таким образом, в одной строке таблицы получали значение износов всех элементов конкретной детали, что позволяло в дальнейшем искать взаимосвязь между износами элементов шестерни.

Величину износа определяли, как разность между минимальным значением наружной поверхности шестерни по чертежу и истинным значением детали.

Математическая обработка данных производилась на ЭВМ с использованием пакета прикладных программ Microsoft Excel, Mathcad, STATISTICA и Statgraphics 2.1 Plus for Windows.



- 1, 3 – измерение диаметра цапф; 2 – измерение наружного диаметра венца шестерен;  
4 - измерение ширины венца шестерен; 5 - измерение диаметра шейки под уплотнение;  
6. - измерение общей нормали зубьев шестерен; 7 - измерение шлицев по ширине

Рисунок 1 – Схема замеров ведущей шестерни шестеренного насоса НШ-32У

Дальнейшие расчеты проводились в такой последовательности:

- а) составляем вариационный ряд  $a_1, a_2 \dots a_n$  в порядке возрастания;  
 б) определяем размах распределения по формуле:

$$R = a_{\max} - a_{\min} ; \quad (1)$$

- в) определяем рациональное число интервалов:

$$k = \sqrt{n} , \quad (2)$$

где  $n$  - количество деталей выборки;

- г) определяем ширину интервала:

$$h = \frac{R}{k} ; \quad (3)$$

д) составляем начальный статистический ряд распределения. Начальный статистический ряд распределения представлен в таблице 1;

- е) определяем точечные характеристики случайной величины:

- 1) находим среднее арифметическое значение:

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n} ; \quad (4)$$

- 2) вычисляем выборочную дисперсию:

$$D_{\text{оп}} = \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2 ; \quad (5)$$

- 3) находим стандартное отклонение единичного замера:

$$S_{a_i} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}{n-1}} ; \quad (6)$$

Таблица 1 – Начальный статистический ряд распределения случайной величины

№ интервала	Интервал	Середина интервала	Частота $m_i$	Частость $P_i = \frac{m_i}{N}$	Накопленная частость $\sum P_i$
1	$A_1 \dots a_1+h$	$a_1+0,5h$			
2	$A_1+ a_1+2h$	$a_1+1,5h$			
.	.	.			
.	.	.			
к	$a_1(k-1)h \dots a_1+kh$	$a_1+(k-0,5)h$			
Итого	-	-	$\sum m_i = n$	$\sum P_i = 1$	1

4) определяем моду, значение которой соответствует наибольшее число наблюдений или значение признака в интервале, которому соответствует наибольшая частота [4]:

$$M_o = L + h \left( \frac{\Delta_1}{\Delta_1 + \Delta_2} \right), \quad (7)$$

где  $L$  – нижняя граница модального интервала;

$h$  – ширина интервала;

$\Delta_1$  – разность частот модального и домодального интервалов;

$\Delta_2$  – разность частот модального и послемодального интервалов;

5) определяем медиану:

$$M_e = L_{Me} + h \cdot \frac{\frac{h+1}{2} - S_{(-1)}}{m_{Me}}, \quad (8)$$

где  $L_{Me}$  – нижняя граница медианного интервала;

$m_{Me}$  – частота медианного интервала;

$S_{(-1)}$  – накопленная частота интервала, предшествующая медианному интервалу;

6) вычисляем показатель асимметрии, который показывает направление и степень асимметрии дифференциальной кривой распределения плотностей вероятности относительно среднего значения:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n m_i (a_i - \bar{a})^3}{S a_i}, \quad (9)$$

где  $m_i$  – опытная частота в  $i$ -ом интервале статистического ряда;

7) определяем показатель эксцесса, который характеризует кривизну графика распределения, относительно кривой нормального распределения:

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n m_i (a_i - \bar{a})^4}{S a_i}; \quad (10)$$

ж) проводим проверку информации для резко выделяющихся наблюдений по критерию Ирвина. Этот метод выбран как один из наиболее простых и эффективных, использование которого гарантирует достаточную точность с ростом числа опытов.

Для этого фактическое значение критерия определяют по зависимости:

$$\lambda_{оп} = \frac{a_i - a_{i-1}}{S a_i}, \quad (11)$$

где  $a_{i-1}$ ,  $a_i$  – смежные точки вариационного ряда износков.

Если полученное значение  $\lambda_{\text{оп}}$  больше значения, соответствующего табличному при  $n = 100$  с заданной доверительной вероятностью 0,95, то полученное значение следует отбросить, если менее, то его следует оставить ;

з) определяем коэффициент вариации

$$V = \frac{S_{a_i}}{\bar{a}} ; \quad (12)$$

и) находим стандартное отклонение среднего значения:

$$S_{\bar{a}} = \frac{S_{a_i}}{\sqrt{n}} ; \quad (13)$$

к) строим гистограмму, полигон и кривую накопления опытных вероятностей;

л) определяем интервальные характеристики распределения:

1) находим интервал для единичного замера:

$$\bar{a} - t_{\alpha} \cdot S_{a_i} \leq a_i \leq \bar{a} + t_{\alpha} \cdot S_{a_i} ; \quad (14)$$

2) вычисляем доверительный интервал для среднего значения:

$$\bar{a} - t_{\alpha} \cdot S_{\bar{a}} \leq \bar{a} \leq \bar{a} + t_{\alpha} \cdot S_{\bar{a}} , \quad (15)$$

где  $t_{\alpha}$  - коэффициент Стьюдента, определяемый для наперед заданной доверительной вероятности  $\alpha$  и числа замеров  $N$ .

Данные неравенств (14) и (15) свидетельствуют о том, что случайная величина  $a_i$  (неравенство (14)) или среднее значение случайной величины  $\bar{a}$  (неравенство (15)) с заданной доверительной вероятностью  $\alpha$  попадают в указанный интервал;

м) располагая этими сведениями можно определить абсолютную и относительную погрешность:

1) абсолютная погрешность для отдельного замера:

$$\Delta a_i = t_{\alpha} \cdot S_{a_i} ; \quad (16)$$

2) абсолютная погрешность для среднего значения или серии опытов:

$$\Delta \bar{a} = t_{\alpha} \cdot S_{\bar{a}} ; \quad (17)$$

н) находим относительную погрешность:

1) относительная погрешность для отдельного замера:

$$\varepsilon = \frac{\Delta a_i}{a} ; \quad (18)$$

2) относительная погрешность для среднего значения или серии опытов:

$$\varepsilon = \frac{\Delta \bar{a}}{\bar{a}} . \quad (19)$$

Формулы (14) и (15) справедливы для относительного небольшого числа замеров  $N \leq 25$ . При числе замеров  $N > 25$  вместо коэффициента Стьюдента  $t_{\alpha}$  следует подставить коэффициент  $k_{\alpha}$  [3]. Коэффициент  $k_{\alpha}$  – коэффициент, определяемый по нормальному распределению Гаусса для доверительной вероятности  $\alpha$ .

В результате проведенных замеров и обработки их с использованием методов математической статистики были получены 8 групп одинаковых параметров для каждой плоскости замеров.

Поскольку такое количество информации затрудняет проведение анализа полученных результатов, то возникает задача: нельзя ли уменьшить количество этих статистических параметров путем объединения схожих распределений;

о) эта задача с успехом может быть решена путем определения случайности расхождения между двумя выборочными дисперсиями. Для решения этой задачи используют F-распределение Фишера [5]. Для этого определяют величину:

$$F_B = 1,15129 \cdot \lg \frac{S_1^2}{S_2^2} . \quad (20)$$

При этом считают, что

$$S_1 < S_2 . \quad (21)$$

Далее, для числа степеней свободы  $n_1=N_1-1$  и  $n_2=N_2-1$  и доверительной вероятности  $\alpha$  определяют  $F_{табл.}$ . Затем сравнивают значение  $F_B$  и  $F_{табл.}$ .

Если  $F_B < F_{табл.}$ , то с доверительной вероятностью  $\alpha$  расхождение между дисперсиями можно считать несущественным, случайным, а выборки принадлежащих к одной генеральной совокупности;

п) допустим, что имеются две выборки  $N_1$  и  $N_2$  и мы определили по выше приведенной методике, что эти две выборки принадлежат одной генеральной совокупности. Тогда мы можем заменить эти выборки третьей -  $(N_1+N_2)$  с параметрами, которые вычислены по следующим зависимостям [4].

Среднее значение случайной величины:

$$\bar{x} = \frac{N_1 \cdot \bar{x}_1 + N_2 \cdot \bar{x}_2}{N_1 + N_2} . \quad (22)$$

Дисперсия выборки:

$$S^2 = \frac{N_1 \cdot S_1^2 + N_2 \cdot S_2^2}{N_1 + N_2} + \frac{N_1 (\bar{x}_1 - \bar{x})^2 + N_2 (\bar{x}_2 - \bar{x})^2}{N_1 + N_2} . \quad (23)$$

Составленный по данным исходной информации уточненный статистический ряд дает полную характеристику опытного распределения. Дальнейшее обобщение и сворачивание первичной информации возможно путем получения математической модели в виде выражения дифференциального закона распределения плотности вероятности или интегрального закона распределения вероятности;

п) подбор соответствующего теоретического распределения осуществляли по внешнему виду эмпирической кривой, области применения теоретического закона распределения (ТЗР), коэффициенту вариации и другим признакам. Из литературных источников известно, что коэффициенту вариации  $V < 0,30$ , соответствует нормальный закон распределения (ЗНР), в случае  $V > 0,50$  – закон распределения Вейбулла (ЗРВ), если  $V = 0,30 \dots 0,50$  можно пользоваться ЗНР или ЗРВ [6]. Известно также, что если мода и медиана равные по величине со средним значением, то имеет место нормальный закон распределения [2].

Чаще всего для изучения технического состояния изношенных деталей машин используют нормальный закон распределения, для которого дифференциальная функция или распределение плотности вероятности определяют по уравнению:

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(t - \bar{t})^2}{2\sigma^2}\right), \quad (24)$$

где  $\bar{t}$  - среднее значение;  
 $\sigma$  - стандартное отклонение.

Интегральная функция нормального распределения в общем виде выглядит:

$$F(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(t - \bar{t})^2}{2\sigma^2}\right] dt. \quad (25)$$

Реже используется закон распределения Вейбулла, для которого дифференциальную и интегральную функции находят соответственно [2]:

$$f(t) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], \quad (26)$$

где  $a$  и  $b$  – параметры распределения Вейбулла.

$$F(t) = 1 - \exp\left[1 - \left(\frac{t}{a}\right)^b\right]. \quad (27)$$

Иногда применяют такие законы распределения: лог-нормальный, показательный, экспоненциальный, Релея, гамма-распределение, Пуансона, биномиальный и др.

После предварительного выравнивания теоретическим законом распределения, проверяют совпадение его с экспериментальными данными по критериям согласия. Чаще всего используют критерий согласия Пирсона -  $\chi^2$ , для чего определяют значение критерия:

$$\chi^2 = \sum_i \frac{|m_i - m_{Ti}|^2}{m_{Ti}}, \quad (28)$$

где  $m_i$  – опытная частота в  $i$  – ом интервале статистического ряда;

$m_{Ti}$  – теоретическая частота в  $i$ -ом интервале.

Определив число степеней свободы и, пользуясь таблицей 12 [2], находим значение  $P(\chi^2)$ . Считают, что эмпирическая кривая согласуется с теоретической, если вероятность согласия более 0,05.

#### 4. Результаты статистического исследования износов рабочих поверхностей шестерен насоса

В процессе исследования технического состояния шестерен насосов типу НШ-32У были исследованы более 100 насосов, поступивших в ремонт.

Минимально необходимое количество наблюдений определяли после сбора данных по 15...20 шестерням, опираясь на данные износного состояния одной поверхности, которая имеет максимальный коэффициент вариации. Максимальное значение коэффициента вариации соответствует износу шлицев ведущей шестерни по толщине. При среднем значении износа шлицев  $\bar{a} = 0,290$  и стандартном отклонении  $S_{a_i} = 0,125$ , коэффициент вариации составляет:

$$V = \frac{0,125}{0,290} \cdot 100\% = 43,10 \%$$

Тогда задавшись относительной ошибкой измерений  $\varepsilon = 0,1$  и доверительной вероятностью  $\alpha = 0,95$ , которой соответствует коэффициент Стьюдента  $t_\alpha = 2,3$  при числе измерений  $n = 15$  и при  $\bar{a} = 0,290$  и  $S_{a_i} = 0,125$ , минимально необходимое количество обследований в соответствии с предложенной составит:

$$n = \frac{t_{\alpha,n}^2 \cdot S_{a_i}^2}{\varepsilon^2 \cdot \bar{a}^2} = \frac{2,3^2 \cdot 0,125^2}{0,1^2 \cdot 0,290^2} = 98,28.$$

Таким образом, необходимое количество шестерен, подлежащих обследованию, составляет  $n = 100$  шестерен.

Для проведения первичной обработки данных использовали пакет прикладных программ STATISTICA версии 5.5. Этот модуль позволяет определить основные параметры статистической обработки данных.

Таким образом, в результате статистической обработки данных были получены точечные и интервальные характеристики вариационных рядов износов элементов шестерен насосов НШ – 32У, которые представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты статистической обработки данных износов элементов шестерен насоса НШ – 32У

Статистические параметры и формулы, по каким они могут быть вычислены	Износы элементов шестерен					
	DZ – износ цапф по диаметру	DS - износ диаметра шейки под сальник ведущей шестерни ;	B – износ ширины венца шестерни	D – износ диаметра выступов вершин зубьев шестерни ,	W – износ длины общей нормали шестерни	SLJ – износ ширины шлицев ведущей шестерни .
1	2	3	4	5	6	7
1. Выборочная средняя, $\bar{a}$	0,102800	0,080082	0,318170	0,293750	0,071229	0,277424
8. Дисперсия одиночного износа, $D_{a_i}$	0,000289	0,000063	0,007001	0,007532	0,000875	0,019150

10.Стандартное отклонение одиночного измерения, $S_{a_i}$	0,017	0,007967	0,083671	0,086784	0,029586	0,138384
12.Дисперсия среднего выборки, $D_{\bar{a}}$	2,89 10-5	0,63 10-5	70,1 10-5	75,32 10-5	8,75 10-5	191,5 10-5
14.Стандартное отклонение среднего выборки, $S_{\bar{a}}$	0,0017	0,0007967	0,008367	0,008678	0,002959	0,013838
18.Абсолютная погрешность единичного измерения, $\Delta a$	0,03332	0,0156153	00,163995	0,1701096	0,0579886	0,271233
19.Относительная погрешность единичного измерения, $\varepsilon_{a_i}, \%$	32,41245	19,49916	51,54326	57,90524	81,41144	97,76828
20.Абсолютная погрешность среднего выборки, $\Delta \bar{a}$	0,003332	0,0015615	0,0163995	0,017011	0,0057989	0,027123
21.Относительная погрешность среднего выборки, $\varepsilon_{\bar{a}}, \%$	3,241245	1,949916	5,154326	5,790524	8,141144	9,7768278

Анализируя систематизированные данные, которые приведены в итоговой таблице 3 приходим к следующим выводам.

Судя по точечным характеристикам распределения величин износов, в частности, близкому значению среднего значения моды и медианы, по коэффициенту вариации, который менее 30% [274], незначительным значениям коэффициента асимметрии и эксцесса приходим к выводу, что распределение износов элементов шестерен насоса НШ-32У очень близко к нормальному закону распределения.

Обращает на себя внимание, завышенное значение коэффициента вариации и относительной погрешности единичного измерения износов шестерен по эвольвентному профилю и шлицев ведущей шестерни по ширине. Это можно объяснить чрезмерным разбросом износов указанных элементов шестерен насоса, что нами объясняется неоднородностью технического состояния насосов, поступающих в ремонт. Причиной этого является сильно различающиеся условия эксплуатации.

Следующим этапом наших исследований является подбор теоретического закона распределения и согласование подобранного закона распределения с экспериментальными данными износов элементов шестерен насоса НШ-32У. В табл. 3 представлены выбранные теоретические законы распределения износов элементов шестерен.

Опираясь на полученные результаты для примера были построены графические зависимости износов диаметров цапф шестерен, которые наглядно иллюстрируют полученные статистические зависимости в виде гистограмм, полигонов, теоретических кривых распределения плотности вероятностей (дифференциальные кривые) и гистограмм, полигонов, теоретических кривых распределения вероятностей (интегральные кривые) (см. рис. 1 и рис. 2).

Таблица 3. Теоретические законы распределения износов элементов шестерен насоса НШ-32У

Износы элементов шестерен	Принятый закон распределения	Числовые параметры эмпирического распределения	Теоретический закон распределения и его параметры
DZ –износ цапф по диаметру	Распределение Вейбула	$\bar{x} = 0,102800$ $S_{x_i} = 0,017$ $V = 16,53697\%$	<p>Дифференциальная функция нормального закона распределения:</p> $f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}}$ <p>Интегральная функция нормального распределения:</p> $F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} dx$
DS - износ диаметра шейки под сальник ведущей шестерни	Распределение Вейбула	$\bar{x} = 0,080082$ $S_{x_i} = 0,007967$ $V = 9,948552\%$	
B – износ ширины венца шестерни	Распределение Вейбула	$\bar{x} = 0,318170$ $S_{x_i} = 0,083671$ $V = 26,297265\%$	
D – износ диаметра выступов вершин зубьев шестерни,	Распределение Вейбула	$\bar{x} = 0,293750$ $S_{x_i} = 0,086784$ $V = 29,54349\%$	
W – износ длины общей нормали шестерни	Распределение Вейбула	$\bar{x} = 0,071229$ $S_{x_i} = 0,029586$ $V = 41,53645\%$	
SLJ – износ ширины шлицев ведущей шестерни	Экспотенциальный	$\bar{x} = 0,277424$ $S_{x_i} = 0,138384$ $V = 49,88177\%$	

Анализ гистограмм, полигонов и теоретических кривых распределения плотности вероятностей и вероятностей износов элементов деталей (рис. 1 и рис.2) дает основание утверждать, что распределения износов в своем большинстве подчиняются нормальному закону распределения с параметрами  $\bar{x}$  и  $S_{a_i}$ .

Кроме этого следует отметить тот факт, что, все распределения имеют положительную или правостороннюю асимметрию (см. табл. 2 строка 26) и моду, как правило, превосходящую среднее значение. Это свидетельствует о том, что элементы шестерен недоиспользовали заложенный в них ресурс – об этом свидетельствует то, что основная масса деталей имеют износ меньше среднего значения. Одним из объяснений этого является недостаточный ресурс радиального сопряжения, в частности вершин зубьев шестерен.

**Выводы.** В предлагаемой работе систематизирована и целенаправленно изложена методика статистической обработки экспериментальных данных, что дает возможность после обработки первичной информации получить достоверные и объективные сведения об изучаемом явлении или процессе.

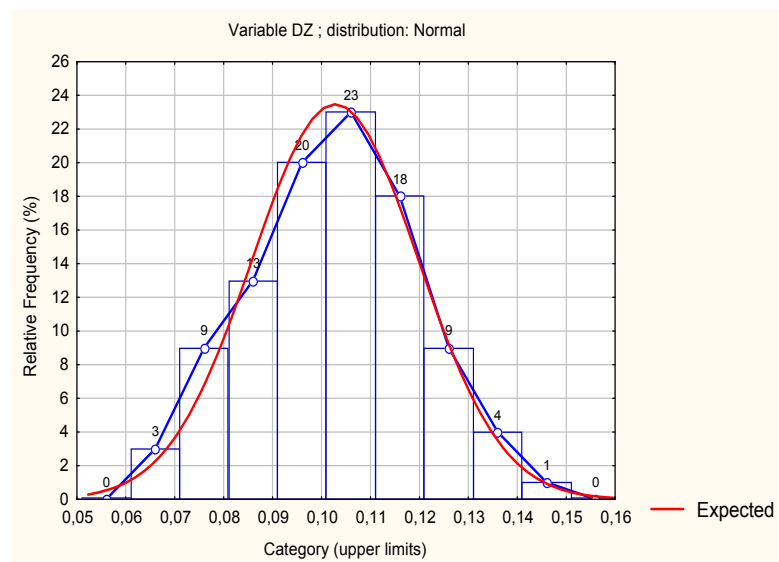


Рисунок 1 – Гистограмма, полигон и теоретическая кривая распределения плотности вероятностей износов диаметров цапф шестерен насоса НШ-32У

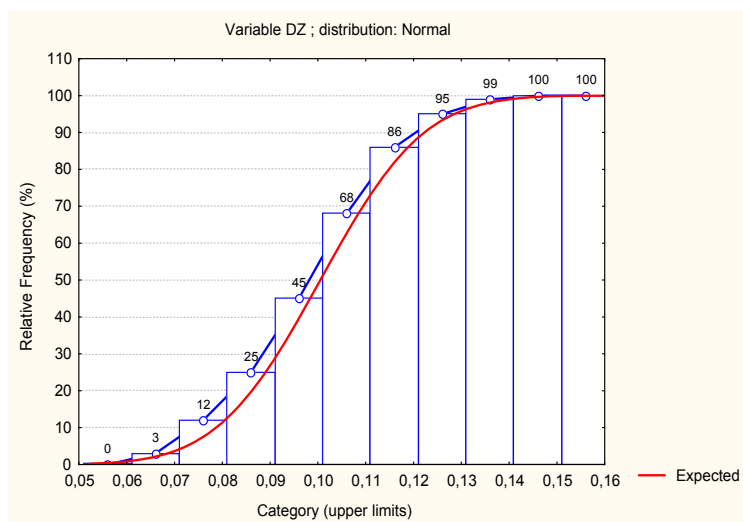


Рисунок 2 – Гистограмма, полигон и теоретическая кривая распределения вероятностей износов диаметров цапф шестерен насоса НШ-32У

**Аннотация.** В предлагаемой работе представлена методика исследования износного состояния износного состояния шестерен шестеренного насоса типа НШ втулок верхней головки шатуна двигателей семейства СМД-14. Результаты работы получены путем экспериментального исследования технического состояния элементов шестерен насосов НШ и последующей обработки первичной информации методами математической статистики по предлагаемой методике.

## Список літератури

1. Кане М.М. Основы научных исследований в технологии машиностроения. Минск: Выш. шк., 1987.-231 с.
2. Селиванов А.И., Артемьев Ю.Н. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1978.-248 с.
3. Михацев С.В., Васильев П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований. К., Вища шк., 1985.-266 с.
4. Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. К. Техніка, 1976 – 187 с.
5. Статистические методы обработки эмпирических данных. – М.: Издательство Стандартов, 1978.-232 с.
6. Артемьев Ю.Н. Качество ремонта и надежность машин в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1981.- 239 с.

## Методи оцінювання надійності операторів залізничного транспорту: аналітичний огляд

В статті проведений аналітичний огляд кількісних характеристик надійності операторів залізничного транспорту.

**людський фактор, надійність ергатичних систем, коефіцієнт готовності, надійність людини-оператора, показник безпомилкової роботи, інтенсивність помилок, імовірність виконання завдання**

Останнім часом зросла важливість та значимість дослідження впливу людського фактору (ЛФ) на безпеку на залізничному транспорті [1-6, 15]. Адже помилки людини-оператора (Л-О) можуть привести і, на жаль, приводять до численних аварій, людських жертв, великих матеріальних втрат, екологічних катастроф регіонального і глобального масштабу, про що переконливо свідчать події навіть новітньої історії незалежної України. У зв'язку з цим актуальною є проблема кількісної оцінки надійності Л-О, яка дозволила б проводити об'єктивний контроль і моніторинг з попередження небезпечних подій.

Проведемо аналіз підходів до кількісного дослідження надійності Л-О, її об'єктивної комплексної оцінки у ракурсі діяльності залізничних операторів.

У загальному випадку під надійністю складних ергатичних систем керування, до яких, безумовно, відноситься і залізнична транспортна система, зазвичай розуміють здатність їх зберігати свої найбільш істотні властивості (безвідмовність, ремонтпридатність та ін.) на заданому рівні протягом фіксованого проміжку часу за певних умов експлуатації технічної частини системи. Як основний показник надійності системи зазвичай приймають імовірність безвідмовної роботи  $P(t)$ , яка визначається за формулою:

$$P(t) = e^{-\int_0^t S(t) dt}, \quad (1)$$

де  $S(t)$  – інтенсивність відмов.

У разі, коли відмова будь-якого елемента викликає відмову всієї системи, імовірність її безвідмовної роботи дорівнює:

$$P(t) = \prod_{i=1}^N P_i(t), \quad (2)$$

де  $P_i(t)$  – вірогідність безвідмовної роботи  $i$ -го елемента системи;

$N$  – кількість елементів.

Звідси видно, що надійність системи  $P(t)$  буде менше найменшого члена цього рівняння і, таким чином, визначається найменш надійний елемент. За даними статистики [1-6, 15], таким найменш надійним елементом виступає Л-О.

Розглянемо поняття "надійність" Л-О. Зазвичай під цим терміном розуміють здатність оператора виконувати поставлені завдання в певних умовах експлуатації на

заданому рівні при допустимому числі помилок, які не впливають на безпеку виконання ним заданих функцій [10].

Все різноманіття визначень надійності людини можна звести до двох:

1) властивість виконувати трудову діяльність протягом певного часу за заданих умов [1,7, 8, 10];

2) індивідуально варіююча властивість людини зберігати стабільність, тобто стійка постійність результатів професійної діяльності в ускладнених умовах її виконання. Висока надійність роботи вказує на те, що він добре працює навіть в складних умовах [9].

Надійність оператора характеризується показниками безпомилковості, готовності, відновлюваності і своєчасності.

Розглянемо основні підходи до кількісного визначення надійності людини за допомогою теорії надійності технічних систем.

Основним показником безпомилковості є імовірність безпомилкової роботи, яку можна обчислювати як на рівні окремої операції, так і на рівні алгоритму в цілому.

Для типових операцій, що часто повторюються, в якості показника безпомилковості можна використовувати також інтенсивність помилок. Цей показник визначають, як правило, з розрахунку на одну виконану операцію (алгоритм). За статистичними даними стосовно фази стійкої працездатності цей показник розраховується[18]:

$$p_j = \frac{N_j - n_{номj}}{N_j}; \lambda_j = \frac{n_{номj}}{N_j T_j}, \quad (3)$$

де  $p_j$  – імовірність безпомилкового виконання операцій  $j$ -го виду;

$\lambda_j$  – інтенсивність помилок, допущених при виконанні операцій  $j$ -го виду;

$N_j, n_{номj}$  – загальне число виконаних операцій  $j$ -го виду і допущене при цьому число помилок;

$T_j$  – середній час виконання операції  $j$ -го вигляду.

Знаючи інтенсивність помилок  $\lambda_j$  при виконанні різних операцій і алгоритм роботи Л-О, можна знайти імовірність безпомилкового виконання цього алгоритму:

$$p_{л-о} = \prod_{j=1}^r p_j^{k_j} \approx e^{-\sum_{j=1}^r \lambda_j T_j k_j} = e^{-\sum_{j=1}^r (1-p_j) k_j}, \quad (4)$$

де  $k_j$  – число виконаних операцій  $j$ -го вигляду;

$r$  - число різних видів операцій ( $j= 1, 2 \dots, r$ ).

Важливим показником надійності є також коефіцієнт готовності, який представляє собою імовірність залучення Л-О в роботу в будь-який довільний момент часу й обумовлений виразом:

$$K_{л-о} = 1 - \frac{T_0}{T}, \quad (5)$$

де  $T_0$  – час, протягом якого людина-оператор з тих або інших причин не може прийняти інформацію, що надійшла до нього;

$T$  – загальний час роботи Л-О.

В якості показника відновлюваності використовують імовірність виправлення оператором допущеної помилки:

$$P_{\text{випр}} = P_k P_{\text{вияв}} P_e, \quad (6)$$

де  $P_k$  – імовірність видачі сигналу схемою контролю;

$P_{\text{вияв}}$  – імовірність виявлення оператором сигналу контролю;

$P_e$  – імовірність виправлення помилкових дій при повторному виконанні алгоритму.

Показник відновлюваності дозволяє оцінити можливість самоконтролю оператором своїх дій і виправлення допущених ним помилок [18].

Показником своєчасності є імовірність виконання завдання протягом часу  $\tau \leq t_{\text{lim}}$ . Ця імовірність визначається формулою:

$$P_{\text{св}} = P\{\tau \leq t_{\text{lim}}\} = \int_0^{t_{\text{lim}}} f(\tau) d\tau, \quad (7)$$

де  $f(\tau)$  – функція розподілу часу вирішення задачі Л-О;

$t_{\text{lim}}$  - ліміт часу, перевищення якого розглядається як помилка.

Час  $t_{\text{lim}}$  може бути як постійною, так і випадковою величиною. У першому випадку імовірність  $P_{\text{св}}$  визначається виразом (7). У другому випадку обчислення  $P_{\text{св}}$  досить складне. Воно спрощується, якщо  $\tau$  і  $t_{\text{lim}}$  підпорядковані нормальному розподілу з параметрами  $\bar{\tau}$ ,  $\sigma_\tau^2$  і  $\bar{t}_{\text{lim}}$ ,  $\sigma_t^2$  відповідно. Оскільки  $t_{\text{lim}}$  і  $\tau$  зазвичай незалежні, то  $\Delta t = \bar{t}_{\text{lim}} - \bar{\tau}$  теж розподілена згідно нормального закону з параметрами:

$$\Delta t = \bar{t}_{\text{lim}} - \bar{\tau}, \quad \sigma_{\Delta} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_\tau^2}. \quad (8)$$

Використовуючи відомі положення теорії імовірності, отримуємо:

$$P_{\text{св}} = P\{\Delta t \geq 0\} = \int_{-\infty}^{\frac{\Delta t}{\sigma_{\Delta}}} e^{-\frac{x^2}{2}} dx = 0,5 + \Phi_0\left(\frac{\Delta t}{\sigma_{\Delta}}\right), \quad (9)$$

де  $\Phi_0\left(\frac{\Delta t}{\sigma_{\Delta}}\right)$  – табличне значення функції Лапласа.

Середнє значення часу виправлення помилки:

$$\bar{\tau}_{\text{випр}} = \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\tau}_k P_k, \quad (10)$$

де  $\bar{\tau}_k$  – середнє значення часу виправлення помилки з  $k$ -ої спроби;

$P_k$  – імовірність виправлення помилки з  $k$ -ої спроби за умови, що в попередніх  $k-1$  спробах мала місце помилка.

Така імовірність підпорядкована геометричному розподілу виду:

$$P_k = P_{\text{л-о}} (1 - P_{\text{л-о}})^k. \quad (11)$$

Середнє значення часу рішення задачі з урахуванням часу виправлення помилки визначається за формулою:

$$\bar{\tau}_p = \bar{\tau}_{л-о} + \bar{\tau}_{випр}, \quad (12)$$

де  $\bar{\tau}_{л-о}$  - середнє значення часу безпомилкового виконання Л-О заданого алгоритму.

Дисперсія часу рішення задачі з урахуванням часу виправлення помилки:

$$\sigma_p^2 = \sigma_{\tau}^2 + \sigma_{випр}^2. \quad (13)$$

Приблизно можна вважати, що час  $\tau_p$  підпорядкований нормальному закону розподілу з параметрами, обумовленими виразами (12) і (13).

Імовірність своєчасного виправлення помилки визначається залежно від характеру величини  $t_{lim}$  або виразом (7), або виразом (9):

$$P_{випр}(t_{lim}) = P\{\tau_p < t_{lim}\}. \quad (14)$$

Загальна імовірність виправлення помилки згідно (6) може бути виражена формулою:

$$P_{випр} = P_{к} P_{вияв} P_{в}(t_{lim}). \quad (15)$$

Надійність діяльності оператора не залишається величиною постійною, а міняється з часом. Ця зміна обумовлена як зміною умов діяльності, так і коливаннями стану оператора. Тому при визначенні надійності оператора у кожному конкретному випадку доводиться вибирати ті або інші чинники, найбільш характерні для даного виду діяльності. З кожним з цих чинників пов'язується певний стан системи ЛТ, і для кожного з цих станів знаходиться конкретне значення показника надійності оператора, яке досліджується [18].

Слід зазначити, що середнє значення імовірності безпомилкової роботи оператора (за умови незалежності появи помилок):

$$P_{л-о} = \sum_{i=1}^m P_i \frac{P_{л-о}}{i}, \quad (16)$$

де  $P_i$  - імовірність настання  $i$ -го стану системи ЛТ;

$\frac{P_{л-о}}{i}$  - умовна імовірність безпомилкової роботи оператора в  $i$ -му стані;

$m$  - число розглянутих станів системи ЛТ.

Імовірності  $P_i$  у ряді випадків можуть бути визначені методами теорії масового обслуговування, а імовірності  $\frac{P_{л-о}}{i}$  - в результаті аналізу діяльності Л-О по формулі (4).

Оцінка ефективності діяльності Л-О в конкретній системі ЛТ є завершальною й однією з основних процедур, за результатами якої вдосконалюються її експлуатаційні і інші характеристики, підвищується якість функціонування в різних умовах. Це досягається за рахунок повного і своєчасного аналізу роботи Л-О в системі ЛТ, виявлення тенденцій зміни якості функціонування системи з появою різного роду несприятливих умов і факторів зовнішнього середовища.

Імовірність виконання людиною окремих дій може бути отримана в результаті аналізу і використовуються на етапі попереднього розрахунку діяльності оператора, довідкові дані по такій імовірності наводяться, наприклад в [11].

Аналіз наукових джерел та практика експлуатація свідчить, що надійність Л-О визначається великою кількістю чинників. У першому наближенні їх можна розділити на чинники зовнішнього середовища і чинники "внутрішнього" порядку.

До чинників зовнішнього середовища можна віднести відповідність техніки вимогам ергономіки, режим роботи, наявність перевантаження і недовантаження оператора.

До чинників "внутрішнього" середовища – відповідність психофізіологічних характеристик, до яких відносяться як більш стабільні, такі, що визначають професійну придатність, так і менш стабільні, такі, що визначають функціональний стан, а також такі психічні функції як увага, пам'ять і ін. Зокрема, виділяються питання початкової психофізіологічної відповідності людини даній професії і його спеціальній професійній підготовленості.

По відношенню до відмов надійність Л-О розділяють на психологічну, фізіологічну, демографічну. До психологічної відносять надійність по відношенню до тимчасових нестійких відмов (помилки), порушення цієї надійності виявляються в неправильному або невчасному виконанні окремих психологічних актів або в їх невиконанні. Фізіологічна – надійність по відношенню до тимчасово стійких відмов, порушення якої виявляються в тимчасовій відмові від роботи унаслідок стомлення, стресу, травм, захворювань і тому подібне. Демографічна – надійність по відношенню до остаточних відмов, причинами яких є старіння, невиліковні хвороби, травматизм з інвалідністю і тому подібне.

Не дивлячись на різноманітність підходів до визначення надійності людини, при аналізі наукових джерел нами не було виявлено узагальненого виразу для кількісного визначення надійності Л-О, що враховує всі аспекти.

У різних галузях (перш за все пов'язаних з військово-промисловим комплексом), в різний час, пропонувалися різні параметри, які давали можливість якось наблизитися до кількісної оцінки надійності Л-О, наприклад:

- узагальнена робоча характеристика людини оператора (УРХ) [12];
- базові якості успішності праці (БЯУП) [13];
- концепція професійної надійності людини [14];
- імовірність відсутності біологічних відмов [11].

Одним з найбільш розроблених методів визначення надійності системи людина-машина є узагальнений структурний аналіз, запропонований А.І. Губінським [8]. Діяльність Л-О розкладається на ряд ієрархічних рівнів. Для кожного рівня визначається безпомилковість, своєчасність його виконання. Потім проводиться згортання отриманих структур до більш простих структур з еквівалентними характеристиками безпомилковості, своєчасності. Запропонований перелік типових структур, формул для їх визначення.

В цілому ж, незважаючи на чисельні дослідження впливу людського фактора (ЛФ) на безпеку залізничної транспортної системи, все ж можна погодитися з висновками Л.С. Нерсесяна [1] про те, що проблема надійності людини розроблена ще недостатньо повно і систематично. Тому за останнє десятиліття проектування і експлуатація систем ЛТ стала однією з найбільш серйозних для народного господарства країни. Від того, наскільки успішно вона буде вирішена, значною мірою залежить якість і ефективність роботи цілих галузей промисловості і сучасного механізованого сільського господарства. Позитивне рішення вказаної проблеми немислиме без повного комплексного урахування як одного з найбільш важливих елементів систем ЛТ. Неприпустиме зниження статусу будь-яких психофізіологічних можливостей Л-О призведе до незадовільної оцінки загального стану, що особливо важливо при передрейсовому контролі психофізіологічного стану машиніста локомотива.

## Список литературы

1. Нерсесян Л.С. Психологические аспекты повышения надежности управления движущимися объектами. – М.: Промедэк, 1992. – 288 с.
2. Самсонкин В.Н. Теоретические основы контроля человеческого фактора в человеко-машинных системах на железнодорожном транспорте: Дис. д-ра техн. наук: 05.22.08. – Харьков, 1997. – 412 с.
3. Соколов А.И. Разработка методики оценки уровня безопасности движения на железнодорожном транспорте: Дис. канд. техн. наук: 05.22.20. – Харьков, 2000. – 231 с.
4. Брусенцов В.Г. Новые технические средства контроля работоспособности машинистов локомотивов: Дис. канд. тех. наук: 05.26.01. – М., 1991. – 171 с.
5. Крупина Е.М., Некрасова Ю.М., Таргонская Л.Г. Программы и управление безопасностью движения на зарубежных железных дорогах //Ж.д. транспорт. Сер. "Безопасность движения". ОИ / ЦНИИТЭИ МПС. – 1988. – Вып.2. – 21 с.
6. Аналіз стану безпеки руху поїздів в локомотивному господарстві України в 1999 році. – К.: Головне управління локомотивного господарства, 2000.
7. Человеческий фактор. В 6 т. / Под ред. Г.Салвенди. – М.: Мир, 1991.
8. Губинский А.И. Надежность и качество функционирования эргатических систем. – Л.: Наука, 1982. – 270 с.
9. Адамович Н.В. Управляемость машин (эргономические основы оптимизации рабочего места человека-оператора). – М.: Машиностроение, 1977. – 280 с.
10. Северцев Н.А. Надежность сложных систем в эксплуатации и отработке. – М.: Высш. шк., 1989.
11. Фокин Ю.Г. Оператор – технические средства: обеспечение надежности. – М.: Воениздат, 1985.– 192 с.
12. Технические эргатические системы. – К.: Вища шк., 1977. – 344 с.
13. Кальниш В.В., Навакатикян А.О. Особенности умственной работоспособности у операторов тепловых электростанций // Медицина труда и промышленная экология. – 2000. – №2.
14. Карпов В.Н., Ушаков И.Б. Количественные диапазоны и методы исследования профессиональной надежности авиационных специалистов // Медицина труда и промышленная экология. – 1999. – №1. – С.9-12.
15. Про стан виробничого травматизму та умови праці на підприємствах транспортно-дорожнього комплексу за 2000 рік / Міністерство транспорту України. – К.: 2001.
16. Бабак В.П. Безпека авіації / В.П. Бабак, В.П. Харченко, В.О. Максимов та ін.; За ред. В.П. Бабака. - К.: Техніка, 2004. - 584 с.
17. В.Г. Брусенцов, А.В. Шапка, А.В. Гончаров, И.И. Бугайченко. Надежность железнодорожных операторов – проблемы объективной оценки // Научно-технический сборник “Коммунальное хозяйство городов”, вып. № 64. Серия: Технические науки. – Киев, Техніка, 2005. – С. 47-52.
18. Шибанов Г.П. Количественная оценка деятельности человека в системах человек-техника. – М.: Машиностроение. 1983. – 263 с.
19. Основы инженерной психологии: Учебное пособие // Под ред. Б.Ф. Ломова. М.: Высшая школа, 1977. – 335 с.

В статье проведен аналитический обзор количественных характеристик надежности операторов железнодорожного транспорта.

In article is organized analytical review of the quantitative features to reliability rail-freight traffic operator.

С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук, В.Ф. Гамалій, проф., д-р фіз.-мат. наук,  
І.А. Шаповалова, ас.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення енергетичної ефективності обробки деревини за рахунок оптимального управління приводом подачі

В статті подано структуру оптимальної системи стохастичної стабілізації потужності різання для деревообробного верстату та здійснено аналіз її точності  
**точність, оптимальний регулятор, спектральна щільність, дисперсія, збурюючий вплив**

Застосування систем управління режимами деревообробки є ефективним способом підвищення енергетичної ефективності та продуктивності, а також покращення якості обробки на деревообробних верстатах. Такими системами є системи стабілізації потужності, моменту і сили різання [2,3]. Процес обробки на стрічкопилних верстатах відбувається в умовах значної зміни фізико – механічних властивостей деревини, ріжучої здатності інструменту та стану технологічного обладнання. Тому виникають значні труднощі під час синтезу систем стабілізації з регулюванням за відхиленням вихідної координати від заданого значення, які б забезпечували високу точність стабілізації в усталеному режимі і добру якість перехідних процесів. В роботі [1] запропоновано ефективний метод синтезу оптимальної структури регулятора для досягнення максимальної точності стабілізації. Основу методу складають результати структурної ідентифікації моделей динаміки досліджуваного об'єкту, які були отримані за даними експерименту проведеного в реальних експлуатаційних умовах. В синтезованих на основі даних алгоритмів системах існує можливість підвищувати точність стабілізації на один – два порядки.

Метою даної роботи є порівняльний аналіз точності синтезованої оптимальної стохастичної системи стабілізації потужності різання на стрічковій пилорамі та існуючої для забезпечення підвищення енергетичної ефективності обробки за рахунок управління приводом подачі при збереженні необхідної якості обробки в умовах дії збурень.

В результаті проведення етапів структурної ідентифікації за експериментальними даними визначено моделі динаміки системи «деревообробний верстат – процес різання» у вигляді диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами [4]

$$W_{об}(s) = \frac{M(s)}{P(s)} = \frac{k_{об}(T_{об1}^2 s^2 + 2d_1 T_{об1} s + 1)(T_{об2}^2 s^2 + 2d_2 T_{об2} s + 1)}{(T_{об3}^2 s^2 + 2d_3 T_{об3} s + 1)(T_{об4}^2 s^2 + 2d_4 T_{об4} s + 1)}. \quad (1)$$

Збурюючий вплив, який діє в системі в реальних експлуатаційних умовах, представляє собою випадковий стаціонарний процес з дробово-раціональною спектральною щільністю вигляду:

$$S_{\psi\psi} = \left| \frac{\sigma_{\psi}(T_1^2 s^2 + 2\zeta_1 T_1 s + 1)(T_2^2 s^2 + 2\zeta_2 T_2 s + 1)}{(T_3^2 s^2 + 2\zeta_3 T_3 s + 1)} \right|^2. \quad (2)$$

В результаті синтезу системи стохастичної стабілізації потужності різання на стрічкопилальному верстаті за відомими поліномами  $M(s)$ ,  $P(s)$  та спектральною щільністю збурюючого впливу  $S_{\psi\psi}$  визначено структуру та параметри регулятора  $W$  на класі дробово – раціональних функцій [5]. Структурну схему синтезованої системи показано на рисунку 1.

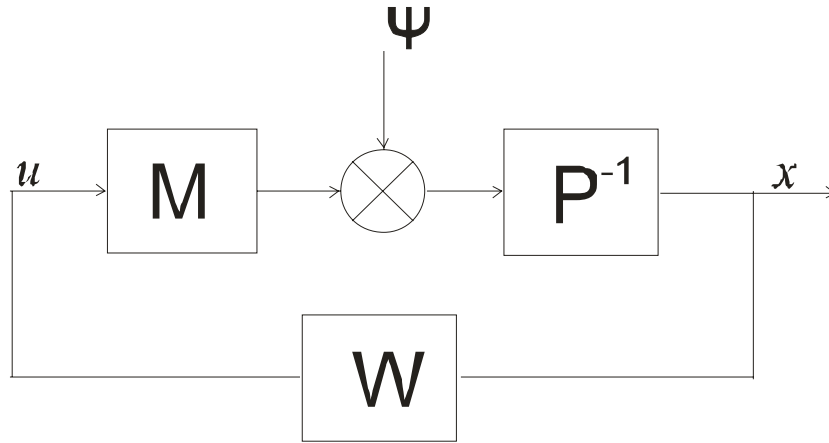


Рисунок 1 - Структурна схема системи стабілізації

Задачею аналізу отриманої системи стохастичної стабілізації потужності різання є оцінювання статистичних характеристик сигналу, який відповідає зміні струму навантаження на двигуні головного руху, та сигналу, який подається на частотний перетворювач для керування швидкістю подачі, при зміні параметрів об'єкту та збурень.

Для розв'язання поставленої задачі необхідно:

- виконати порівняльний аналіз точності існуючої та оптимальної системи на основі знаходження дисперсій та середньоквадратичних відхилень зазначених сигналів;
- оцінити вплив зміни параметрів об'єкту та збурення на точність стабілізації;
- виконати моделювання замкнутої системи.

Для здійснення аналізу якості системи використовується наступний функціонал:

$$e = \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} (F_x^{\psi*} R F_x^{\psi} S_{\psi\psi}) ds + \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} (F_u^{\psi*} C F_u^{\psi} S_{\psi\psi}) ds, \quad (3)$$

де  $S_{\psi\psi}$  – спектральна щільність збурення  $\psi$ ;

"\*" – знак Ермітового спряження;

$F_x^{\psi}$  - передаточна функція замкнутої системи (рис. 1) від входу збурення  $\psi$  до виходу  $x$ ;

$F_u^{\psi}$  - передаточна функція системи від входу  $\psi$  до виходу  $u$ , визначаються відповідно

$$F_x^{\psi} = (P - MW)^{-1}, \quad (4)$$

$$F_u^{\psi} = W (P - MW)^{-1}, \quad (5)$$

$R$  – ваговий симетричеський невід'ємновизначений коефіцієнт, який характеризує чутливість до зміни дисперсії вихідної координати;

$C$  – ваговий симетричеський невід'ємновизначений коефіцієнт, який характеризує обмеження на величину дисперсії керуючого впливу.

Перший інтеграл представляє собою дисперсію струму навантаження на двигуні приводу головного руху верстату  $e_x$ , а другий інтеграл – дисперсію сигналу, який використовується для керування швидкістю подачі  $e_u$ .

Після виконання необхідних розрахунків встановлено, що при зміні умов різання структура передаточних функцій  $F_u^\psi$ ,  $F_x^\psi$  та регулятора  $W$  залишалась незмінною, а змінювались лише параметри:

$$F_u^\psi = \frac{k_u(T_{1u}^2 s^2 + 2\zeta_{1u} T_{1u}^2 s + 1)}{(T_{2u}^2 s^2 + 2\zeta_{2u} T_{2u}^2 s + 1)(T_{3u}^2 s^2 + 2\zeta_{3u} T_{3u}^2 s + 1)(T_{4u}^2 s^2 + 2\zeta_{4u} T_{4u}^2 s + 1)}, \quad (6)$$

$$F_x^\psi = \frac{k_x(T_{1x}^2 s^2 + 2\zeta_{1x} T_{1x}^2 s + 1)}{(T_{2x}^2 s^2 + 2\zeta_{2x} T_{2x}^2 s + 1)(T_{3x}^2 s^2 + 2\zeta_{3x} T_{3x}^2 s + 1)(T_{4x}^2 s^2 + 2\zeta_{4x} T_{4x}^2 s + 1)}, \quad (7)$$

$$W = \frac{k(T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1)}{(T_2^2 s^2 + 2\zeta T_2 s + 1)}. \quad (8)$$

З метою порівняння ефективності розробленої оптимальної системи стабілізації з існуючою за результатами експериментальних досліджень та відповідною технічною документацією визначено передаточну функцію діючого регулятора  $W_{\text{д.пез}}$  як

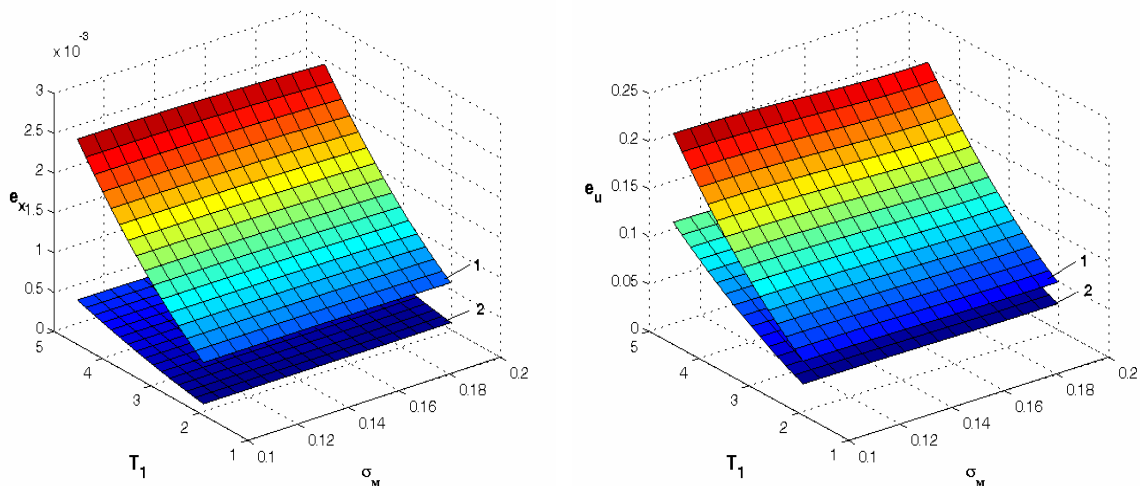
$$W_{\text{д.пез}} = \frac{k_{\text{д.пез}}}{(T_{\text{д.пез}} s + 1)}. \quad (9)$$

Згідно алгоритму [1] визначено передаточні функції  $F_{x\text{д}}^\psi$ ,  $F_{u\text{д}}^\psi$  діючої системи у вигляді:

$$F_{x\text{д}}^\psi = \frac{(T_{1\text{д}} s + 1)}{(T_{2\text{д}} s + 1)(T_{3\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{1\text{д}} T_{3\text{д}} s + 1)(T_{4\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{4\text{д}} T_{4\text{д}} s + 1)}, \quad (10)$$

$$F_{u\text{д}}^\psi = \frac{k_{\text{д}}}{(T_{2\text{д}} s + 1)(T_{3\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{1\text{д}} T_{3\text{д}} s + 1)(T_{4\text{д}}^2 s^2 + 2\zeta_{4\text{д}} T_{4\text{д}} s + 1)}. \quad (11)$$

Для дослідження зміни показника якості (3) та його складових при дії випадкових збурень було введено ряд варійованих параметрів, а саме:  $\sigma_m$  – інтенсивність збурення та постійна часу  $T_1$ , які входять до виразу (2). На області визначення введених параметрів спочатку було визначено передаточні функції  $F_x^\psi$ ,  $F_u^\psi$  для існуючої та оптимальної системи, які необхідні для оцінки зміни складових показника якості. Після встановлення вказаних передаточних функцій виконувалось обчислення дисперсій сигналу, який представляє собою струм навантаження на двигуні приводу головного руху і є мірою потужності,  $e_x$  та сигналу, який використовується для керування швидкістю подачі  $e_u$  в заданих умовах експлуатації (на області варійованих параметрів). Граничні значення параметрів  $T_1$  та  $\sigma_m$ , при яких здійснювались розрахунки, відповідають поєднанню найбільш сприятливих умов різання (суха деревина, загострений інструмент) та найгірших (обробка неоднорідної вологої деревини затупленим інструментом). За результатами обчислень було виконано побудову поверхонь мінімальних дисперсій  $e_x$  та  $e_u$  в області варійованих параметрів.



1 – існуюча; 2 – оптимальна

Рисунок 2 - Поверхні зміни дисперсій  $e_x$  та  $e_u$

Як видно з рис.2 зміни параметрів збурюючого впливу не призводять до перевищення граничного значення дисперсій вихідної координати та керуючого впливу. Відповідно до отриманих результатів можна зробити висновок про можливість використання синтезованого регулятора у визначених експлуатаційних умовах.

В таблиці 1 показано дисперсії, середньоквадратичні відхилення та граничні значення сигналів струму навантаження на двигуні головного руху та сигналу, який використовується для керування приводом подачі при діючому та оптимальному регуляторах.

Таблиця 1 - Дисперсії, середньоквадратичні відхилення та граничні значення сигналів

Параметр	Діючий регулятор	Оптимальний регулятор
$e_x$ , В	0.0343	$3.5823 \cdot 10^{-4}$
$e_u$ , В	0.0895	0.0814
$\sigma_x$ , В	0.185	0.0189
$\sigma_u$ , В	0.299	0.285
$3\sigma_x$ , В	0.55	0.056
$3\sigma_u$ , В	0.897	0.855

Практичне використання результатів синтезу вимагає моделювання динаміки системи при наявності збурень, що притаманні реальним умовам її функціонування.

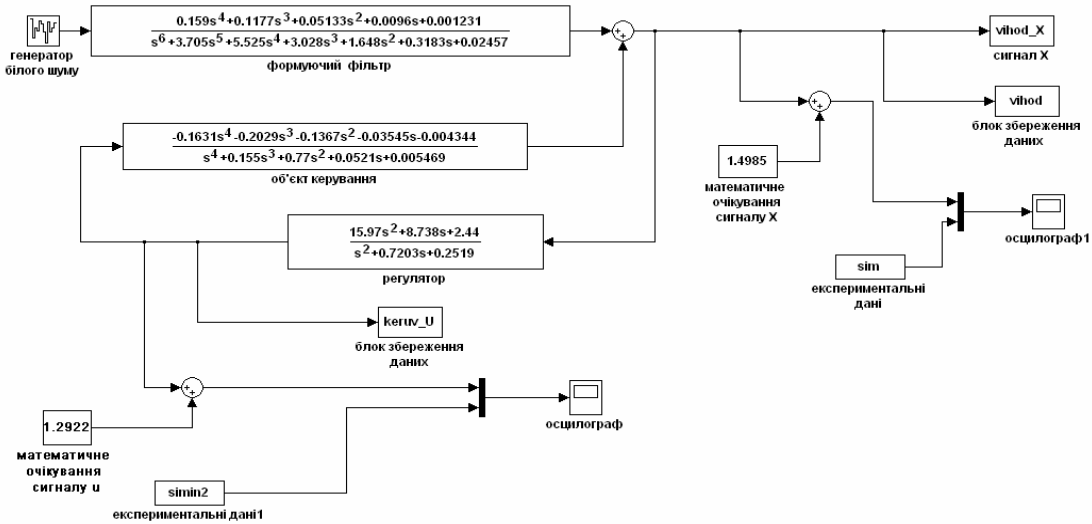
Задача розробки моделі полягає у тому, щоб побудувати таку структурну схему досліджуваної системи, яка б дозволила отримати графіки зміни навантаження на двигуні головного руху та сигналу керування в системі в усталеному режимі при випадковому вхідному сигналі з нульовим математичним очікуванням та дробово - раціональною спектральною щільністю.

Для дослідження роботи розробленої системи стохастичної стабілізації потужності різання використано систему комп'ютерної математики Matlab (Matrices Laboratory), яка містить пакет розширення Simulink, що призначений для моделювання динамічних систем і є зручним у використанні. Для побудови структурної схеми досліджуваної системи Simulink має відповідні бібліотеки компонентів.

Створена у середовищі Simulink модель системи складається наступних взаємозв'язаних частин: системи імітації випадкового збурення, яке супроводжує

процес обробки, об'єкту управління – системи деревообробний верстат – процес різання, регулятору та системи індикації та збереження результатів моделювання.

Модель розробленої системи стохастичної стабілізації потужності різання та результати моделювання наведено відповідно на рис. 3 та рис.4



Сигнал X – зміна струму навантаження на двигуні приводу головного руху; сигнал U – сигнал, який використовується для керування приводом подачі

Рисунок 3 – Модель системи стохастичної стабілізації потужності різання

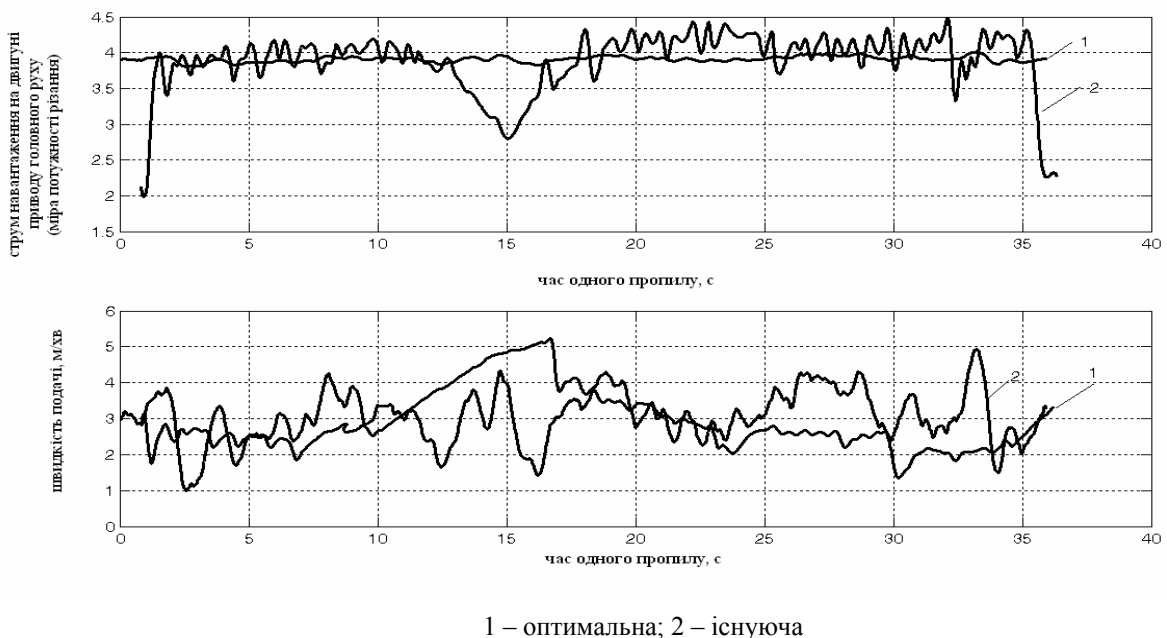


Рисунок 4 - Результати моделювання системи

Аналіз даних таблиці 1 та результатів моделювання (рис. 3) показує, що оптимальний регулятор при випадкових збуреннях дозволяє зменшити, в порівнянні з існуючим відносно дисперсію струму навантаження на двигуні головного руху, яка є

мірою потужності різання, на два порядки при незмінній потужності сигналу керування приводом подачі за рахунок зміни фазових співвідношень сигналів.

Таким чином, використовуючи спектральний алгоритм синтезу визначено структуру та параметри регулятора, дотримання яких дозволяє при незмінній потужності вхідного впливу зменшити дисперсію сигналу, який відповідає струму навантаження на двигуні головного руху на два порядки. В результаті проведених досліджень встановлено, що зміна параметрів об'єкту керування та збурення при застосуванні оптимального регулятора не призводить до перевищення граничних значень дисперсій сигналів. Подальшим напрямком є розробка схемної реалізації отриманого регулятора та проведення досліджень його роботи у виробничих умовах.

## Список літератури

1. Азарсков В.Н., Л.Н. Блохин, Л.С. Житецкий Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации – К.: НАУ, 2006. – 438с.
2. Васильев С.В. Реализация энергосберегающих технологий в перспективных станках // Станки и инструмент. – 1998. – №5. – С. 3–7.
3. Пуш В.Э. Пигерт Р., Сосонкин В.Л. Автоматические станочные системы. – М.: Машиностроение. 1982.- 319с.
4. Осадчий С.І., Шаповалова І.А. Динаміка системи «деревообробний верстат-процес різання в реальних експлуатаційних умовах»\Вісник Хмельницького національного технічного університету. - Хмельницький, 2007. - №3, Т.1. – С. 26-29
5. Осадчий С.І., Шаповалова І.А. Синтез системи стохастичної стабілізації потужності різання на деревообробному верстаті\Збірник наукових праць КНТУ. Вип. 19. - Кіровоград, 2007.- С. 48 – 53.

В статті подано аналіз точності оптимальної стохастичної та існуючої системи стабілізації потужності різання на стрічковій пилорамі

The article contains the analysis of accuracy of the optimum and existing system of stabilization of the power of cutting for woodworking machine-tool.

УДК 631.331

І.М. Осипов, доц., канд.техн.наук, О.М. Рева, проф., д-р техн.наук,  
І.П. Сисоліна, асп.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Результати попередніх досліджень шнекового туковисівного апарата АТП-2

У статті приведені результати дослідження по визначенню рівномірності розподілу добрив у рядку.  
**туковисівні апарати, нестійкість висіву, якість розподілу туків, шнек**

Застосування мінеральних добрив в інтенсивних технологіях обробітку сільськогосподарських культур все гостріше ставить питання підвищення їх ефективності. Це диктується як економічними міркуваннями, так і проблемами охорони навколишнього середовища від забруднення. Одна з ключових задач — збільшення коефіцієнта використання живильних речовин рослинами. У цьому плані роль технічних засобів полягає в тому, щоб точно донести добриво до рослини.

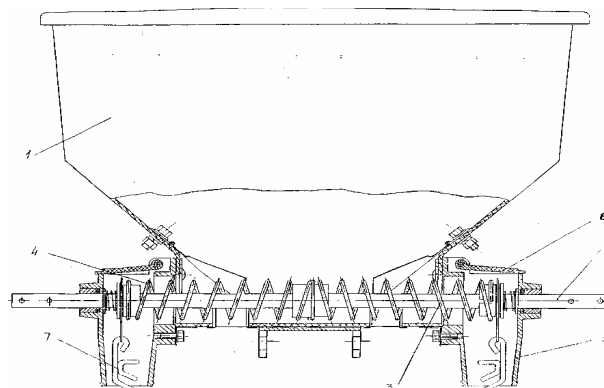
Для механізації внесення сухих мінеральних добрив в ґрунт використовують спеціальні туковисівні апарати, які встановлюють на комбінованих агрегатах для локального внесення добрив, на комбінованих посівних та посадочних машинах, на культиваторах-рослинопідживлювачах і тукові розкидні сівалки.

Вивченням цих питань на різних етапах розвитку технології процесів роботи туковисівних апаратів займалися і займаються такі видатні вчені як І.Б. Баранов, П.М.Василенко, В.П. Горячкін, М.Л. Кругляков, С.І. Лісовенко, І.І. Моїсєєв, І.В.Павловській та ін.

Випробування і дослідження машин і апаратів для висіву туків в процесі їх роботи, впливають на розвиток і удосконалення техніки внесення добрив. В результаті таких випробувань виявляються всілякі недоліки апаратів, переваги одного типу апаратів перед іншим. Все це дає можливість упроваджувати у виробництво найбільш працездатні апарати.

За конструкцією висівного апарата тукові сівалки поділяються на метеликові, решіткові, шнекові, ланцюгові, котушкові, тарілчасті та інші.

У виробництві на вітчизняних комбінованих посівних машинах найбільш широко розповсюджено встановлення шнекового туковисівного апарата (рис.1).



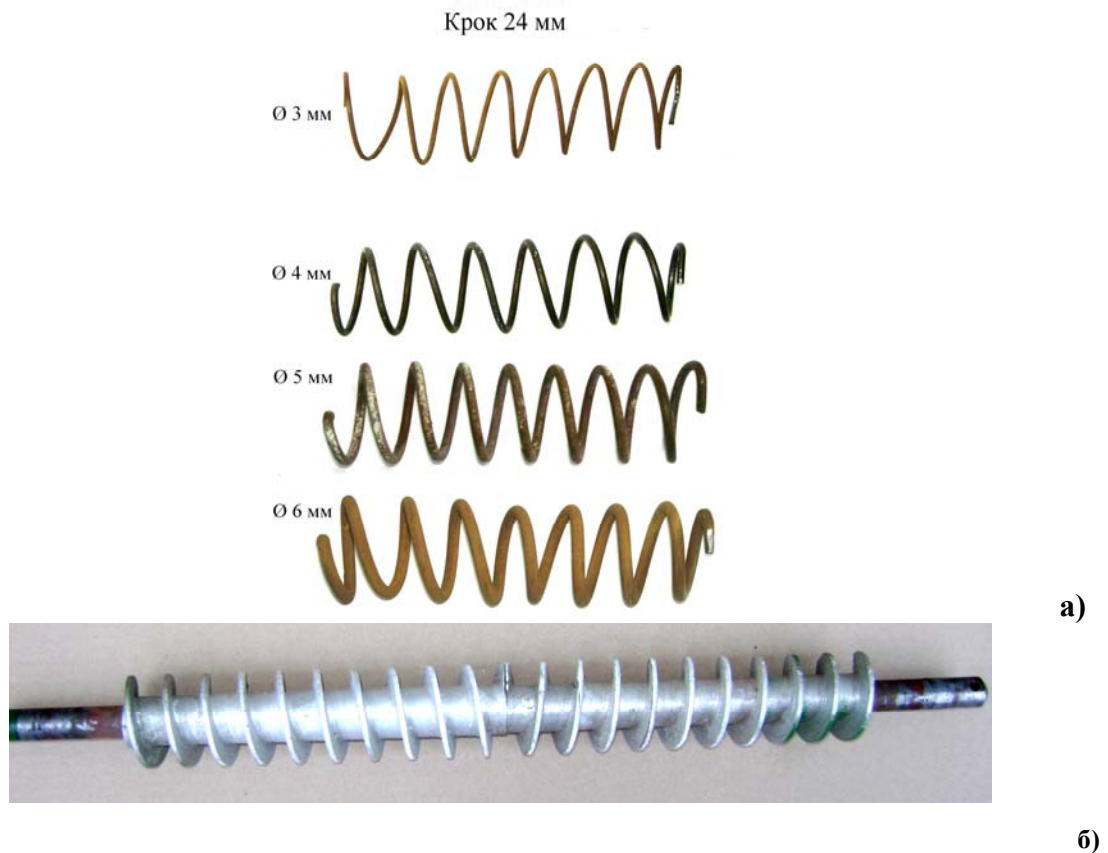
1- бункер; 2- вал; 3- правий шнек; 4- лівий шнек; 5 – лійка; 6- кришка; 7- серга-розсіювач

Рисунок 1 – Шнеково–пружинний туковисівний апарат АТП - 2: заводу «Червона зірка»

Основними недоліками таких апаратів є те, що норма висіву регулюється ступінчасто за рахунок зміни передаточного відношення у механізмі приводу та відбувається нерівномірне розподілення туків у борозні.

Метою дослідження туковисівного апарата був пошук впливу геометричних параметрів та будови шнеків на якість висіву, дозуючу здатність апарата та рівномірність розподілу мінеральних добрив у борозні. За критерій оцінки було прийнято коефіцієнт варіації. Нерівномірність і нестійкість висіву туків апаратом визначається згідно нормативним документам.

Для проведення досліджень використовувались наступні шнеки: шнеки з дроту з діаметрами 3мм, 4мм, 5мм, 6мм з кроками 18мм, 24мм (рис.2, а), 30мм, 40мм та суцільний шнек з кроком 24мм (рис.2, б).



а) шнеки з дроту з різними діаметрами; б) суцільний шнек

Рисунок 2 – Типи шнеків, що досліджувалися

Результати досліджень показали, що нестійкість висіву (дозуюча здатність) апарата, незалежно від типу шнека, залишається в межах 3...5%, наприклад, для шнеків з дроту з діаметром 3мм та кроками 18мм цей показник дорівнює 2,122%; 24мм – 3,67%; 30мм – 2,701%; 40мм – 4,447% (рис. 3), і є кращою ніж за агортехнічні вимоги до 10%. Отже, об'єкт дослідження, тобто процес роботи шнекового туковисівного апарата як дозатора, обрано вірно.

Проведення досліджень по визначенню рівномірного розподілу туків в рядку здійснюється за допомогою транспортера, на поверхні якого закріплюється стрічка скотчу. Особливістю досліду є те, що за допомогою пробовідбірника на рухомий транспортер зі скотчем висіваються туки за один оберт шнека.

Дослідження виявили, що за коефіцієнтом варіації суцільний шнек ( $V=39\%$ ) та шнеки з дроту з діаметрами 6мм ( $V=50,2\%$ ), 5мм ( $V=28\%$ ), 3мм ( $V=42\%$ ) мають

пульсацію більшу ніж шнек з діаметром 4мм ( $V=25,3\%$ ). Отже, доцільніше використовувати шнек з дроту діаметром 4мм.

Подальші дослідження, для визначення кроку шнека, були проведені з використанням шнеків з дроту діаметрами 3мм, 4мм та кроками (18мм; 24мм; 30мм; 40мм). Результати досліджень приведені за середніми значеннями на рис. 3.

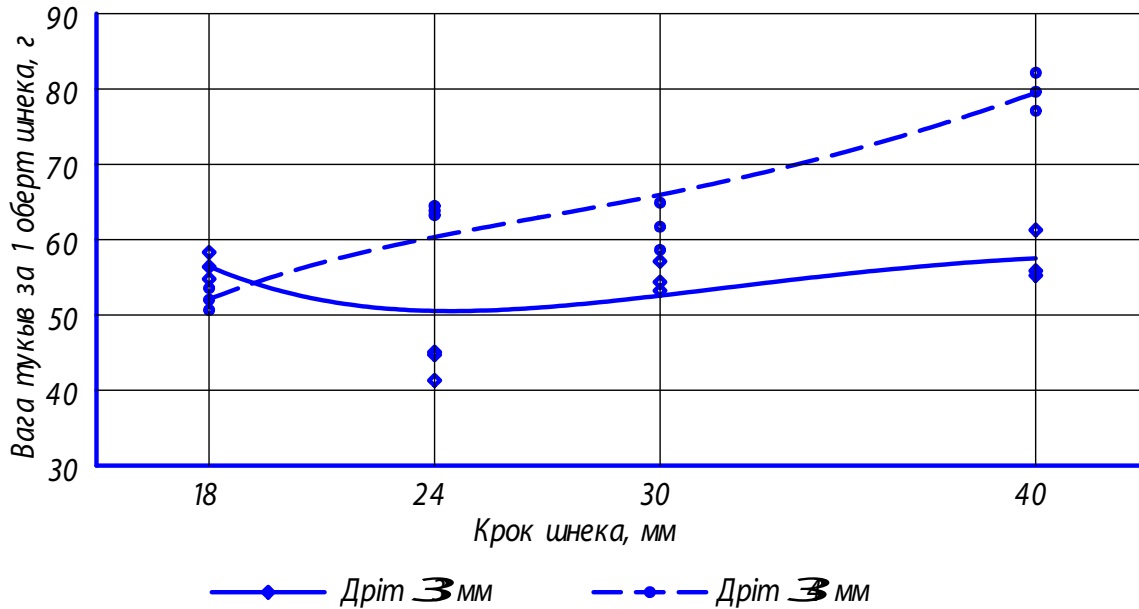


Рисунок 3 – Результати проведених досліджень шнека з дроту

Проведені дослідження підтвердили попередні висновки, а отже за коефіцієнтом варіації шнеки з дроту з діаметрами 3мм, 4мм та кроками 18мм; 30мм; 40мм, а також шнеки з дроту діаметром 3мм з кроком 24мм мають пульсацію більшу ніж з діаметром 4мм з кроком 24мм ( $V=25,3\%$ ). Крім того, якщо виділити в результатах досліджень (рис.4) ділянку з пульсуючим висівом і окремо визначити для означених ділянок коефіцієнти варіації, то можна прийти до висновку, що саме необхідно вплинути на цю ділянку, зменшивши пульсацію за рахунок впровадження нового конструктивного елемента.

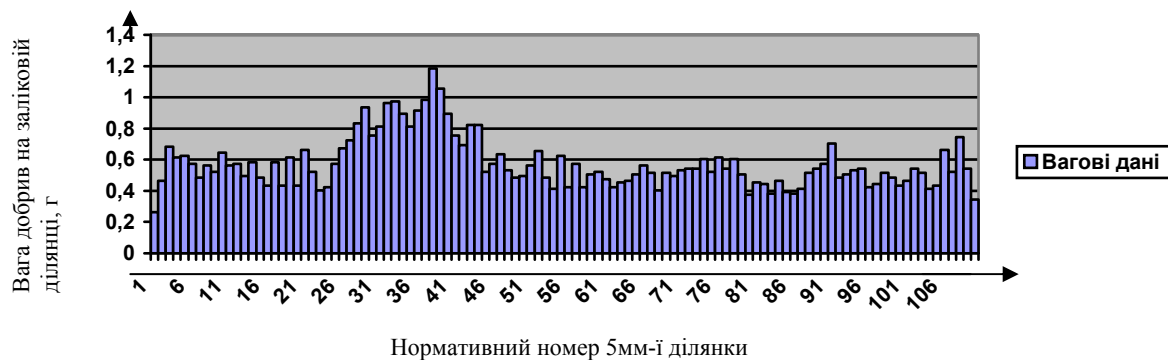


Рисунок 4 – Гістограма досліджень шнека з дроту діаметром 4мм (крок 24мм)

Результатами проведених експериментів обрано шнек з дроту діаметром 4мм та кроком 24мм, як той що має найкращу характеристику. Підтверджено нерівномірність висіву шнеково-пружинними висівними апаратами незалежно від зміни параметрів шнека. На наш погляд, роботу по поліпшенню розподілу мінеральних добрив необхідно продовжити, результати можуть бути використані при розробці перспективних моделей туковисівних апаратів.

## Список літератури

1. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. – М.: Колос, 1973. – 200 с.
2. Завалишин Ф.С., Мацнев М.Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. – М.:Колос, 1982.-232с.
3. Неравномерность высева семян зерновыми сеялками М.К. Кузнецова, М.А. Виноградов, В.В. Жигайлов. А.Н. Варава // Тракторы и сельхозмашины. — 1980. - №7
4. Осипов І.М. Сисоліна І.П. Нове в методиці визначення якості висіву туковисівними апаратами // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/КНТУ, 2007, випуск 37, 1.- С.122-125.
5. Шмонин В.А., Сенюшов В.М., Кизюн В.Г. Эффективность использования машин для внесения в почву минеральных удобрений и мелиорантов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. - №8. – С.25-28.

В статье приведены результаты исследования по определению равномерности распределения удобрений в рядке.

In the article it is resulted of the research of determination of evenness of distributing of fertilizers is resulted in a line.

А.М. Бровченко, инж., Т.Г. Сабирзянов, проф., д-р техн. наук,

И.Ф. Пономаренко, доц., канд. хим. наук

*Кировоградский технический национальный университет*

## Оценка состояния режущей поверхности круга

В статье приведены результаты использования нестандартных характеристик для оценки качества подготовки режущей поверхности круга и определения его потенциальной режущей способности.

**геометрия рельефа, система характеристик, потенциальная режущая способность**

Режущая способность, удельный износ алмазов и производительность алмазно-электрохимического шлифования в значительной мере определяются состоянием режущей способности круга. Для оценки состояния режущей поверхности круга наиболее часто используются такие геометрические характеристики его микропрофиля как: число зерен, приходящееся на единицу режущей поверхности, высота выступания зерен над уровнем связки, расстояние между зернами, ориентация зерен на рабочей поверхности круга, суммарная площадь профиля неровностей, выступающих на фиксированном уровне и относительная опорная длина профиля [1,2,3,4,6]. Полагают [2], что максимальный съем твердого сплава пропорционален квадрату разности высот зерен:

$$Q = C \cdot h_3^2, \text{ мм}^3/\text{мин.}$$

Однако практика показала, что использование одного параметра для оценки состояния рабочего профиля и последующей прогнозной оценки потенциальной режущей способности круга не может обеспечить достоверных результатов. Характер расположения зерен по глубине рабочего слоя определяется на основании закона распределения высоты выступания зерен над уровнем связки. Известно [1], что наиболее благоприятное расположение зерен обеспечивается при таком законе распределения высоты выступания зерен над уровнем связки, который имеет левостороннюю асимметрию. В этом случае фактическое количество работающих зерен на заданном фиксированном уровне будет наибольшим. Однако, как оказалось, при определении геометрических параметров микропрофиля круга возникают определенные трудности. Известные методики определения разности высот зерен путем профилирования микрорельефа круга имеют один общий недостаток, они не позволяют идентифицировать алмазные зерна на профилограмме и не учитывают наличия выступов связки в дисперсии профиля. Это может привести к завышенным оценкам при прогнозировании режущей способности алмазных кругов. Использование таких информационных показателей состояния режущего рельефа круга, как относительная опорная длина профиля и суммарная площадь профиля неровностей, выступающих на фиксированном уровне, имеют аналогичный недостаток. Для более достоверной оценки состояния режущего профиля круга предлагается оценивать по комплексу следующих характеристик: фактическому количеству работающих зерен, высоте выступания зерна над уровнем связки, площади поперечного сечения выступающей части зерна и суммарной площади поперечного сечения выступающей части зерен над уровнем связки. Известно, что численные значения геометрических характеристик рельефа зависят от прочности алмазных зерен, зернистости алмазного круга, концентрации алмазов, и физико-механических свойств связки. Так, например, площадь поперечного сечения

алмазных зерен для алмазов различных марок соответственно равна: АСО - 0,055 мм<sup>2</sup>, АС4 – 0,060 мм<sup>2</sup>, АС6 – 0,074 мм<sup>2</sup>, А – 0,080 мм<sup>2</sup>. При неизменности этих параметров на геометрию рельефа решающее значение оказывают условия обработки, включая продолжительность рабочего цикла и условия правки. Приведенные выше характеристики определяют топографию поверхности круга, его режущие свойства и характер износа. Считают, что расстояние между зернами определяет картину распределения напряжений по величине и знаку на поверхности круга, и что величина вылета зерна определяется физико-механическими свойствами связки. На практике количество зерен в 1 мм<sup>3</sup> можно определить по формуле [1]:

$$n = \frac{K0,878}{\gamma 100 v_3},$$

где  $\gamma$  - плотность алмаза, мг/г.  $\gamma = 3,52$  мг/мм<sup>3</sup>;  
 $v$  = объем одного зерна, мм<sup>3</sup>.

На основании проведенных нами ранее исследований установлено [5], что оптимальной моделью при осуществлении алмазно-электрохимического шлифования является такое распределение высоты выступания зерен над уровнем связки, которое соответствует закону Пуассона.

Тогда, фактическое количество работающих зерен можно определить, как:

$$n_{\phi} = n_m \cdot \omega, \text{ шт/мм},$$

где  $\omega$  – вероятность участия зерен в работе;  
 $n_m$  - теоретическое количество зерен.

Суммарную величину выступающей части определяем как сумму площадей сечений выступающей части зерен:

$$F_{\text{сум в.ч.з}} = \sum F_{\text{в.ч.з}} = n_{\phi} \cdot F_3, \text{ мкм}.$$

Теоретическую формулу для определения  $F_{\text{сум в.ч.з}}$  можно определить следующим образом. Условимся, что форма зерна удовлетворительно описывается эллипсоидом вращения. Поместив начало координат в вершине зерна, получим уравнение, описывающее контур зерна:

$$y = k \cdot x^2.$$

Определим зависимость коэффициента  $k$  от радиуса зерна при вершине:

$$k = \frac{[y'']}{[1 + (y'')^2]^{3/2}}.$$

Тогда,

$$\rho = \frac{1}{k} = \frac{[1 + (y')^2]^{3/2}}{[y'']} = \frac{[1 + (y')^2]^{3/2}}{[2k]}$$

при  $x = 0$

$$\rho = \frac{1}{2k}.$$

Отсюда,

$$k = \frac{1}{2\rho}.$$

Площадь сечения при  $y = t$

$$F = \pi r^2 = 2\pi\rho.$$

Считаем, что на элементарном участке шлифовального круга  $n$  зерен, тогда

$$d \cdot F = 2\pi n t \rho.$$

Площадь сектора равна:

$$F = \frac{1}{2} \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} R^2 d\varphi.$$

Тогда суммарная площадь, перекрытая алмазными зернами равна:

$$\begin{aligned} F_{\text{сум}} &= 4 \frac{1}{2} 2\pi n t \rho R_1^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} d\varphi - 4 \frac{1}{2} 2\pi n t \rho R_2^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} d\varphi = \\ &= 4\pi n t \rho R_1^2 \varphi \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} - 4\pi n t \rho R_2^2 \varphi \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = \\ &= 4\pi n t \rho R_1^2 \frac{\pi}{2} - 4\pi n t \rho R_2^2 \frac{\pi}{2} = \\ &= 2\pi^2 n t \rho b (R_1^2 - R_2^2) \\ F_{\text{сум в.ч.з}} &= 2\pi^2 n t \rho b (R_1^2 - R_2^2). \end{aligned}$$

Величина суммарной площади сечения выступающей части алмазных зерен  $F_{\text{сум в.ч.з}}$  на фиксированном уровне у алмазных кругов различной зернистости приведена в таблице 1.

Таблица 1 - Суммарная площадь сечения выступающей части зерен над уровнем связки М1-05. Уровень сечения профиля 20 мкм

Зернистость	63/50	100/80	125/100	160/125	200/160	250/200
$F_{\text{сум в.ч.з.}} \cdot \text{мм}^2$	1,40	1,57	1,38	2,60	2,70	3,50

Для практических расчетов, приняв форму зерна за эллипсоид вращения, определим площадь, ограниченную параболой:

$$F_{\text{в.ч.з}} = \frac{2d_{\text{cp}} h_{\text{cp}}}{3},$$

где  $h_{\text{cp}}$  - среднеарифметическое вероятностное значение величины выступления зерен над уровнем связки;

$d_{\text{cp}}$  - среднеарифметическое вероятностное значение диаметра зерна на уровне его выступления из связки;

$F_{\text{в.ч.з}}$  площадь (ограниченная параболой) выступающей части зерна.

$$d_{\text{cp}} = 2^{0,587} \sqrt[0]{100h}.$$

Среднеарифметическое вероятностное значение расстояний между алмазными зернами можно определить следующим образом:

$$l = \frac{h - (dn_{\text{cp}})}{n_{\text{cp}}} \text{ мм.}$$

Величина суммарной площади сечений выступающей части алмазных зерен на единице длины рабочего профиля определится, как :

$$F_{\text{сум в.ч.з.м}} = \frac{4hn_{\phi}^{0,587} \sqrt[0]{100h}}{3}.$$

Результаты расчета геометрических параметров рельефа рабочей поверхности круга представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Геометрические параметры рельефа рабочей поверхности алмазного круга

Характеристика алмазного инструмента	Геометрические характеристики рельефа рабочей поверхности алмазного круга						
	h, мкм	b, мкм	n <sub>ф</sub> шт/см	l, мм	η	F <sub>вчз</sub> мм <sup>2</sup>	F <sub>вчз сум</sub> мм <sup>2</sup>
	Величина напряжения 6 В						
АС4125/100 М2-1	8,7	27,0	33	0,27	0,10	0,017	1,22
АС6125/100 М2-1	10,4	31,6	39	0,22	0,12	0,028	1,98
АС4125/100 М1-01	21,1	28,1	30	0,17	0,11	0,039	2,77
	Величина напряжения 12 В						
АС4125/100 М2-1	10,5	26,7	39	0,23	0,10	0,018	1,98
АС6125/100 М2-1	7,8	32,2	52	0,16	0,16	0,017	1,92
АС4125/100 М1-01	8,4	22,5	41	0,22	0,09	0,012	1,70

Результаты расчетов геометрических параметров рельефа рабочей поверхности алмазных кругов на связках Cu–Sn и Cu–Al, показали, что круги на основе Cu –Sn, состоящие из более прочных алмазов выступают на большую высоту над уровнем связки как при напряжении 6В, так и при напряжении 12В. Они имеют также большую плотность расположения зерен на рабочей поверхности и, соответственно, их потенциально возможная режущая способность больше, что подтверждают расчеты суммарной площади сечения выступающей части алмазных зерен. Потенциальная режущая способность кругов на связке Cu–Al, при напряжении 6В значительно меньше и существенно возрастает она при повышении напряжения до 12В. Однако уменьшение высоты выступания зерен над уровнем связки не позволяет в полной мере ее реализовать. Не реализуется и потенциально возможная режущая способность кругов на основе Cu–Sn из-за того, что не обеспечены условия работы круга в режиме самозатачивания. Обеспечить эффективную работу кругов на этой основе можно, совместив обработку и правку в одном рабочем цикле. Результаты расчета площади сечения зерен выступающих над уровнем связки для кругов на основе Cu–Sn с различной зернистостью приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Геометрические характеристики рельефа рабочей поверхности алмазных кругов

Характеристика алмазного круга	Геометрические характеристики рельефа					
	n, шт/мм		l, мкм		F <sub>сум в.ч.з.</sub>	
	Уровень прохождения секущей плоскости					
	10	15	10	15	10	15
АС4 63/50 М1-05	12	59	19,8	23,4	0,030	1,45
АС4 100/80 М1-05	8	28	31,8	37,8	0,045	1,58
АС4 125/100 М1-05	9	28	40,2	46,8	0,065	1,45
АС4 160/125 М1-05	7	17	63,6	79,4	0,067	1,62
АС4 200/160 М1-05	7	14	56,4	58,5	0,137	2,75
АС4 250/200 М1-05	4	12	81,0	94,2	0,120	3,44

Анализ результатов, показывает, что этот показатель возрастает с увеличением зернистости. Однако реализация потенциальной режущей способности зависит от того, какое фактическое количество зерен будет работать в реальных условиях при назначении режимов шлифования. Для осуществления прогнозной оценки режущей способности круга можно использовать величину суммарной площади сечений выступающей части зерен. Однако, при этом, уровень прохождения секущей плоскости, от которой вычисляется высота выступления зерна, должен соответствовать реальной величине внедрения зерна в обрабатываемый материал. Расчеты показали, что наибольшей потенциальной режущей способностью при поперечной подаче 0,01 - 0,15 мм обладают круги зернистостью 100/80, что совпадает с результатами производственных испытаний. Известно [4], что зависимость производительности алмазно-электрохимической кругами на связке Sn-Al от зернистости носит экстремальный характер. Экспериментальным путем установлено, что между производительностью алмазно-электрохимического шлифования и суммарной площадью выступающей части зерен существует корреляционная зависимость.

$$Q = K_3 F_{\text{сум в.ч.з}}, \text{ мм}^3/\text{мин},$$

где  $K_3$  - коэффициент, учитывающий влияние зернистости круга.

Установлено, что для круга зернистостью 63/80  $K_3 = 2,85 \times 10^2$ , для круга, зернистостью 100/80  $K_3 = 2,53 \times 10^2$ ; для круга зернистостью 250/200  $K_3 = 0,9 \times 10^2$ .

Максимальная производительность съема достигается при работе кругами зернистостью 100/80, вследствие того, что которой обеспечивается более лучшие условия поступления электролита в межэлектродное пространство, а большее фактическое число зерен, участвующих в резании, обеспечивает оптимальную для данных условий толщину единичных срезов. Установлено, что средняя площадь поперечного сечения выступающей части зерен и сечение единичного среза взаимосвязанные величины. Если известна средняя площадь сечения выступающей части зерен, то среднюю величину площади единичного среза можно определить по формуле:

$$S_{\text{сеч}} = C F_{\text{сум в.ч.з}}, \text{ мкм}^2,$$

где  $C$  - коэффициент, учитывающий условия шлифования. По результатам замеров параметров стружки можно судить о механизме съема. Толщину и ширину единичного среза можно определить по параметрам стружки. Известно, что при толщине среза 0,2-0,4 мкм обеспечиваются наиболее благоприятные условия для осуществления резания.

Установив взаимосвязь параметров стружки с параметрами режущего микропрофиля круга можно формировать микрорельеф с заранее заданными геометрическими параметрами.

Выводы:

1. Предложена новая модель режущей поверхности для исследования процесса шлифования, представляющая сплошную режущую кромку, что позволяет рассматривать процесс шлифования с позиций классического резания;
2. Использование новой нестандартной характеристики режущего профиля круга в сочетании с характеристиками известными ранее позволяет получить более достоверную картину его готовности к работе после правки и составить прогнозную оценку его потенциальной режущей способности;
3. Применение в расчетах методик, позволяющих идентифицировать алмазные зерна при осуществлении профилирования режущего микрорельефа и определение фактического количества режущих зерен на заданных реальных глубинах шлифования,

позволяют приблизить результаты теоретического моделирования к данным, полученным на практике;

4. Полученные данные позволяют технологически обеспечить формирование регламентированного режущего рельефа круга путем управляющего воздействия при совмещении правки и обработки в одном рабочем цикле.

## Список литературы

1. М.Ф. Семко, М.Д. Узунян, Ю.А. Сизый, М.А. Пивоваров. Работоспособность алмазных кругов.- К.; Техніка,1983.- 95 с.
2. В.П. Тутлис. Исследование прочности зерен алмазных шлифовальных кругов и их влияние на качество поверхностного слоя изделий. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва .1971.– 30 с.
3. И.П. Захаренко, Ю.Я. Савченко. Алмазно–электролитическая обработка инструмента. К., Наук.думка. 1978.– 224с.
4. Попов С.А., Малевский Н.П., Терещенко Л.М. Алмазно – абразивная обработка металлов и твердых сплавов. М., ”Машиностроение”.1977. – 263 с.
5. Бровченко А.М., Пономаренко И.Ф. Исследование влияния напряжения технологического тока на состояние режущего рельефа алмазных кругов при алмазно – электрохимическом шлифовании. Збірник наукових праць КНТУ. „Техніка в сільськогосподарському виробництві,галузеви машинобудування, автоматизація” Вип. 18, 2007.– С. 77 – 81.
6. Л.М. Терещенко, С.А. Попов. Рельеф режущей поверхности алмазных кругов. Сб. Алмазы. М., НИИМАШ. №5.1970.– С. 20 -26

The results of using nonstandard characteristics for the quality appraisal of the preparation of circle cutting surface and the definition of their potential cutting ability are given in the article.

В статті приведені результати використання нестандартних характеристик для оцінки якості підготовки ріжучої поверхні і визначення потенційної ріжучої здатності.

**В.А. Павлюк-Мороз, доц., канд. техн. наук, В.Я. Чабанний, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осін, ас., О.В. Крилов, ас.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Стенд для обкатування шестеренних насосів

В даній роботі розглянута конструкція модернізованого стенду для обкатування шестеренних насосів з використанням двох різних робочих рідин  
**металоплакуюча рідина, припрацювання, обкатка**

Згідно з ГОСТ 22976-78 кожен виріб одиночного, серійного і масового виробництва підлягає приймально-здавальним випробуванням. При приймально-здавальних випробуваннях шестеренних насосів згідно ГОСТ 14658-86 треба перевіряти:

- функціонування;
- зовнішню герметичність;
- номінальну потужність;
- коефіцієнт подачі.

Перед випробуванням кожний шестеренний насос слід обкатати в обсязі та режимах по ГСТУ 3-25-180-97.

Обкатка шестеренних насосів складається з двох складових: контрольних випробувань і припрацювання пар тертя.

Для підвищення продуктивності обкатки шестеренних насосів, підвищення їх надійності і функціональних показників слід створювати нові способи їх припрацювання, використовуючи більш інтенсивні і менш руйнівні процеси формозмінення, чим зношування і при цьому виключаючи можливість пошкодження при припрацюванні.

Перспективним є спосіб обкатування шестеренних насосів, коли застосовують дві різнотипні робочі рідини. На етапі припрацювання застосовують металоплакуючу робочу рідину, а на етапі контрольних випробувань - базове мінеральне масло [1].

Для впровадження даного способу обкатки шестеренних насосів у виробництво необхідно модернізувати існуючі стенди для обкатки шестеренних насосів.

Тому метою даної роботи є розширення функціональних можливостей існуючих стендів, що дає змогу використання двох різнотипних робочих рідин під час обкатування шестеренних насосів.

Це досягається тим, що існуюча конструкція стенду додатково вміщує бак 16, кран 15(4), дросель 8(2) (дивись рисунок).

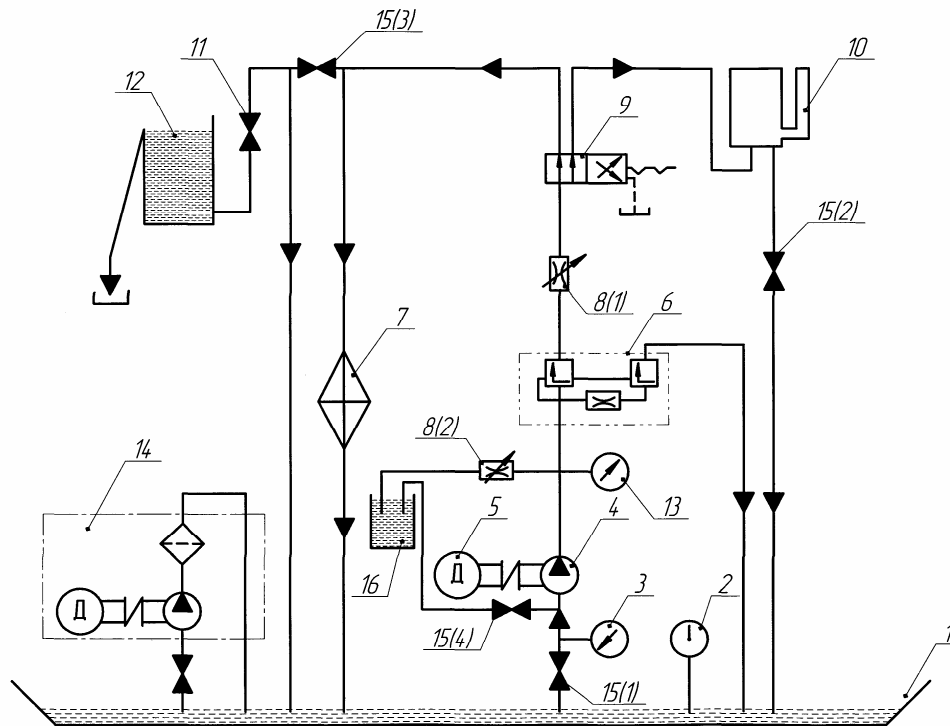
Гідравлічна схема модернізованого стенду для обкатування шестеренних насосів показана на рисунку 1.

Стенд працює наступним чином.

I. При контрольних випробуваннях, перевірки підсмоктування повітря при тиску 0...0,15МПа застосовується робоча рідина - мінеральне масло МГЕ-46.

Мотор-ваги 5 приводять в обертання випробувальний шестеренний насос 4. Мінеральне масло з баку 1 при повністю відкритому крані 15(1) і вентилі 11 через всмоктувальну магістраль і насос 4 та відрегульований на необхідний тиск дросель 8(1) надходить до розподільника 9, який направляє потік масла до бачка для визначення підсмоктування повітря 12. При цьому дросель 8(2) і кран 15(4) повністю закриті.

II. На етапі припрацювання в якості робочої рідини використовується металоплакуюча рідина.



1-бак; 2-термометр; 3-вакууметр; 4-шестеренний насос, що обкатується; 5-двигун постійного струму N=125кВт;  
6-кран запобіжний; 7-охолоджувальна установка; 8(1, 2)-дроселі; 9-розподільник; 10-бак мірний; 11-вентиль;  
12-бак для визначення підсмоктування повітря; 13-манометр; 14-установка для очищення масла;  
15(1, 2, 3, 4, 5)-крани; 16-бачок для металоплакуючої рідини

Рисунок 1 – Схема модернізованого стенду для обкатування шестеренних насосів

Кран 15(1) і дросель 8(1) повністю закриті. Мотор-ваги 5 приводять в обертання насос 1. Металоплакуюча рідина з бачка 16 через кран 15(4) і всмоктувальну магістраль направляється до шестеренного насосу 4. Робоча рідина надходить в магістраль високого тиску, де встановлений дросель 8(2), відрегульований на необхідний тиск. Після дроселя робоча рідина потрапляє до бака 16.

III. Контрольні випробування, перевірка коефіцієнта подачі, робоча рідина - мінеральне масло МГЕ-46.

Мотор-ваги 5 приводять в обертання випробувальний насос 4. Мінеральне масло з баку 1 при повністю відкритому крані 15(1) через всмоктувальну магістраль і насос 4 та відрегульований на необхідний тиск дросель 8(1) надходить до розподільника 9, який направляє потік масла до мірного бачка. При заповненні мірного бачка автоматично спрацьовує відключення стенду. При цьому дросель 8(2) і кран 15(4) повністю закриті.

Модернізована конструкція стенду дозволяє:

- підвищити якість обкатки шестеренних насосів;
- скоротити кількість стендів при обкатуванні шестеренних насосів з використанням двох різних робочих рідин;
- скоротити час на виконання допоміжних операцій.

## Список літератури

1. Патент на корисну модель № 2259

В данной работе рассмотрена конструкция модернизированного стенда для обкатывания шестеренных насосов с использованием двух разных рабочих жидкостей.

In this work the construction of modernization stand is considered for the rolling-off of cog-wheel pumps with the use of two different workings liquids.

**В.А. Павлюк-Мороз, доц., канд. техн. наук, В.Я. Чабанний, доц., канд. техн. наук,  
Р.А. Осін, ас., О.В. Крилов, ас.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення якості стендової обкатки шестеренних насосів

В даній роботі розглянуті дослідження обкатки шестеренних насосів з використанням металоплакуючої рідини на стадії припрацювання. Наведена методика і основні результати досліджень. **металоплакуюча рідина, припрацювання, обкатка**

Обкатка – заключна частина технологічного процесу виробництва або ремонту машин та їх складових частин, яку здійснюють шляхом їх навантаження за встановленими режимами на спеціальних стендах в умовах функціонування.

Під час обкатки вирішують дві задачі:

- виявлення і усунення дефектів технології виготовлення (відновлення) деталей, порушення технології складальних і регулювальних операцій;
- припрацювання усіх пар тертя, які входять до складу машини, механізму, агрегату з метою підготовки поверхонь деталей до прийняття експлуатаційних навантажень.

Вибір змащувальних матеріалів для забезпечення якісного припрацювання є дієвим способом підвищення продуктивності обкатки, надійності і економічності агрегатів машин різного призначення.

В даній час для припрацювання пар тертя широке розповсюдження знаходять металоплакуючі рідини (реметалізанти) [1,2].

В статті наведені методика і результати експериментальних досліджень обкатки шестеренних насосів з застосуванням металоплакуючої робочої рідини на стадії їх припрацювання.

Предметом досліджень були шестеренні насоси НШ32А-3. Дослідження проводилися в кілька етапів.

На першому етапі п'ять шестеренних насосів НШ32А-3 були обкатані на модернізованому стенді «Vsetin» з використанням балансірного динамометра DS1036-4N, потужність двигуна постійного струму стенда  $N=215\text{кВт}$ .

Режими обкатки шестеренних насосів подані в таблиці 1.

При обкатці шестеренних насосів на стадії припрацювання застосовували металоплакуючу робочу рідину, до складу якої входять наступні інгредієнти, мас. %:

Хлорна мідь	4...9
Двухлорне олово	0,8...3
Мочевіна	0,7...1,3
Формалін, 37%	14...22
Мочевіно-формальдегідна смола	0,7...1,7
Нітрит натрію	0,08...0,4
Гліцерин	до 100

На другому етапі досліджень для визначення працездатності шестеренних насосів припрацьованих з використанням металоплакуючої рідини проведені випробування для зняття їх характеристик і побудови графіків функціональних залежностей параметрів шестеренних насосів НШ-32А-3.

Таблиця 1 - Режими обкатки шестеренних насосів НШ32А-3

Режими обкатки	Час проведення контрольних випробувань, при працювання, с	Тиск, при якому обкатується насос, МПа	Назва або марка робочої рідини	Контрольні вимоги
I Контрольні випробування: 1 Функціонування без навантаження не менше двох вмикань 2 Перевірка відсутності підсмоктування повітря	10 60	- 0-1,5	Масло МГЕ-46 ТУ38001374-85	Підсмоктування повітря не допускається
II Припрацювання	30 30 15	8 11 16	Металоплакуюча робоча рідина	
III Контрольні випробування 1 Перевірка зовнішньої герметичності під час зміни тиску не менше двох раз 2 Перевірка коефіцієнта подачі 3 Перевірка номінальної потужності	30	Від 0-1,5 до 21  16 16	Масло МГЕ-46 ТУ38001374-85	Теча не допускається  Не менше 0,94 Не більше 26,6кВт

При випробуваннях визначались наступні функціональні залежності:

а) залежність об'ємної подачі  $Q$  від робочого тиску  $P$  для різних чисел обертання  $n$

$$Q = f(P); \quad (1)$$

б) залежність спожитої потужності  $N$  від робочого тиску  $P$  для різних чисел обертання  $n$

$$N = f(P); \quad (2)$$

в) залежність коефіцієнта подачі  $K_a$  від робочого тиску  $P$  для різних чисел обертання  $n$

$$K_a = f(P); \quad (3)$$

г) залежність К.К.Д.  $\eta$  від робочого тиску для різних чисел обертання  $n$

$$\eta = f(P). \quad (4)$$

Випробування проводились на стенді, який використовувався для обкатки шестеренних насосів. В якості робочої рідини застосовувалося масло МГЕ-46 ТУ38001374-85, температура робочої рідини  $50^{\circ}\text{C}$ .

Прилади і засоби вимірювання відповідали вимогам ГОСТ 17108-86.

При випробуваннях вимірювались наступні параметри:

– число імпульсів лічильника  $n_p$ , за яке проходило заповнення частини мірного баку стенду між моментами спрацювання нижнього і верхнього датчиків рівня (1 оберт вала стенду дорівнює 60 імпульсам);

– зусилля  $F$  на вимірювальному плечі стенда при робочому тиску  $P$ .

Вказані параметри заміряли при чотирьох значеннях тиску ( $P=0,1; 10; 16; 20$ МПа); трьох значеннях обертання вала ( $n=16; 32; 40$ с<sup>-1</sup>).

Розрахунок функціональних показників визначали за формулами:

а) об'ємна подача (продуктивність) шестеренного насосу:

$$Q = n \cdot q \cdot K_Q \cdot 10^{-3} \text{ (дм}^3\text{/с)}, \quad (5)$$

де  $n$  – число обертів ведучого вала насосу, с<sup>-1</sup>;

$q$  – робочий об'єм шестеренного насосу, ( $q=31,5$ см<sup>3</sup>/об);

$K_Q$  – коефіцієнт подачі;

б) коефіцієнт подачі шестеренного насосу:

$$K_Q = \frac{V_6 \cdot 60}{q \cdot n}, \quad (6)$$

де  $V_6$  – об'єм мірного бака стенду, ( $V_6=39940$  см<sup>3</sup>);

$n$  – показання лічильника імпульсів;

$q$  – робочий об'єм шестеренного насосу, ( $q=31,5$ см<sup>3</sup>/об);

в) спожита шестеренним насосом потужність  $N_{квт}$

$$N_{cn} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n, \quad (7)$$

де  $M$  – крутний момент, Н·м;

$n$  – частота обертання ведучого вала насосу (с<sup>-1</sup>);

г) потужність, яку розвиває шестеренний насос в процесі роботи, кВт:

$$N_n = P \cdot Q \cdot 10^{-3}, \quad (8)$$

де  $P$  – робочий тиск, МПа;

$Q$  – об'ємна подача, дм<sup>3</sup>/с.;

е) гідромеханічний ККД, або ж загальний ККД шестеренного насоса може бути визначеним за наступною залежністю:

$$\eta_{заг} = \frac{N_n}{N_{cn}} = \frac{P \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot M \cdot n}, \quad (9)$$

де  $P$  – тиск, при якому були проведені вимірювання, МПа;

$Q$  – об'ємна подача шестеренного насоса, дм<sup>3</sup>/с;

$M$  – крутний момент, Н·м;

ж) механічний ККД шестеренного насоса можна визначити з залежності:

$$\eta_{заг} = K_Q \cdot \eta_{мех}; \quad (10)$$

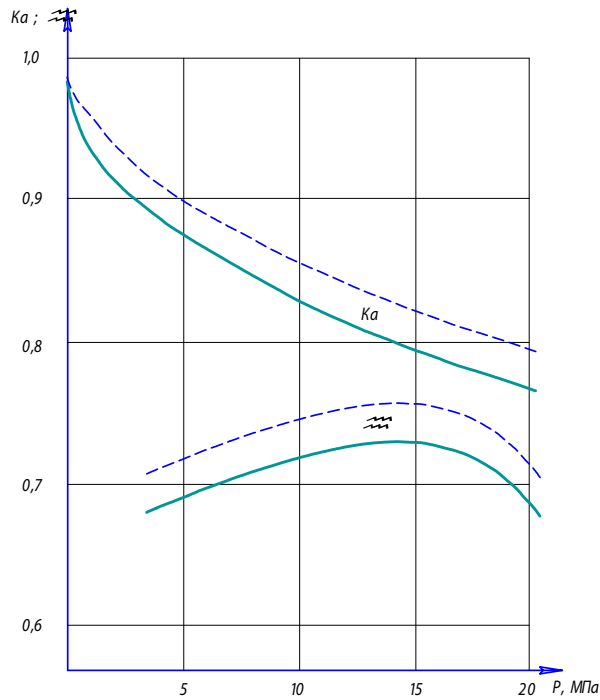
$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{заг}}{K_Q}. \quad (11)$$

На порівняльних графіках (рис. 1,2,3,4,5) наведені усередненні значення технічних характеристик п'яти шестеренних насосів НШ 32А-3, які були обкатані за технологією з використанням металоплакуючої рідини на стадії припрацювання.

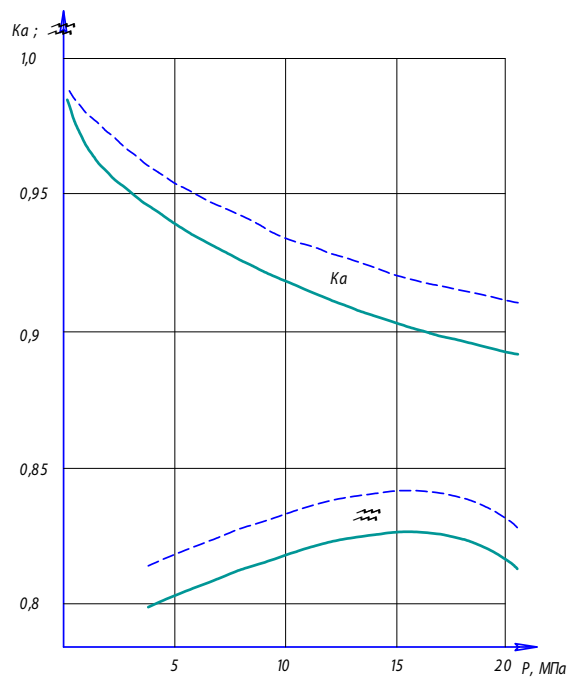
Використання металоплакуючої рідини на стадії припрацювання під час обкатки утворює на робочих поверхнях деталей шестеренних насосів антифрикційну протизадирну мідну плівку.

Утворення мідної плівки на поверхнях деталей зменшує торцеві і радіальні зазори в насосі.

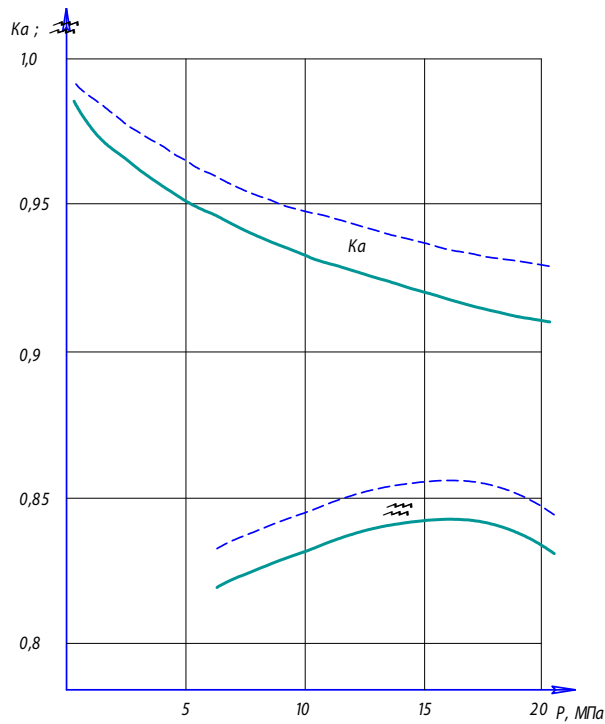
Коефіцієнт подачі збільшується на 4...5 відсотків, об'ємна подача збільшується на 4...5 відсотків, зменшується спожита шестеренним насосом потужність на 3 відсотки, зростає загальний ККД на 3 відсотки.



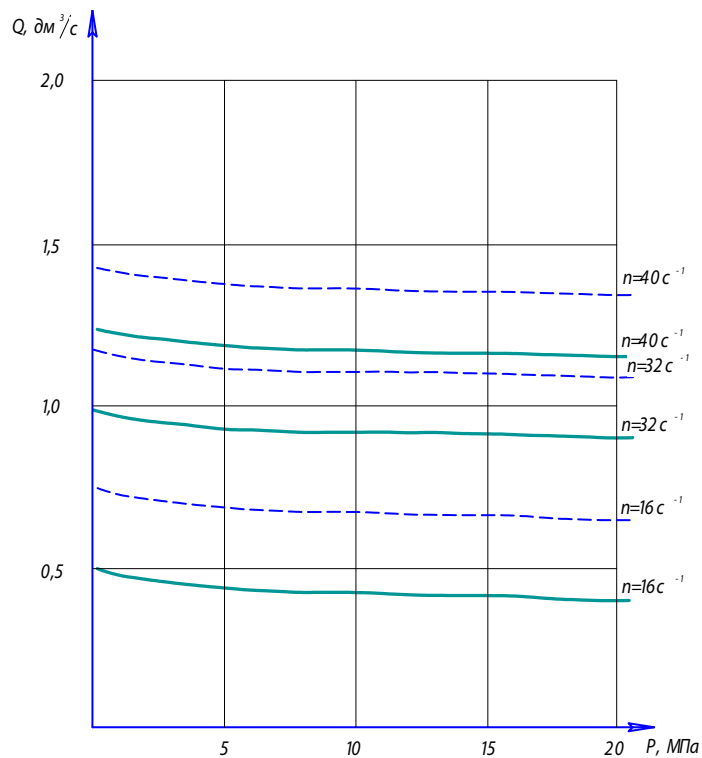
— — Шестеренні насоси, обкатані по заводській технології;  
 - - - — Шестеренні насоси, обкатані з використанням металоплакуючої рідини  
 Рисунок 1 – Залежність коефіцієнту подачі  $K_Q$  та К.К.Д.  $\eta$  від тиску  $P$  при  $n=16\text{с}^{-1}$



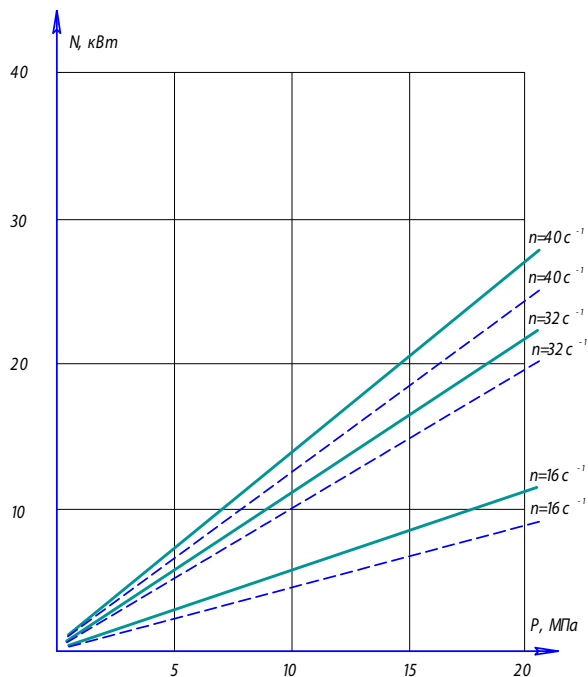
— — Шестеренні насоси, обкатані по заводській технології;  
 - - - — Шестеренні насоси, обкатані з використанням металоплакуючої рідини  
 Рисунок 2 – Залежність коефіцієнту подачі  $K_Q$  та К.К.Д.  $\eta$  від тиску  $P$  при  $n=32\text{с}^{-1}$



— Шестеренні насоси, обкатані по заводській технології;  
 - - - Шестеренні насоси, обкатані з використанням металоплакуючої рідини  
 Рисунок 3 – Залежність коефіцієнту подачі  $K_Q$  та К.К.Д.  $\eta$  від тиску  $P$  при  $n=40c^{-1}$



— Шестеренні насоси, обкатані по заводській технології;  
 - - - Шестеренні насоси, обкатані з використанням металоплакуючої рідини  
 Рисунок 4 – Залежність продуктивності  $Q$  від тиску  $P$  при різних числах обертів  $n$



— — Шестеренні насоси, обкатані по заводській технології;  
 - - - Шестеренні насоси, обкатані з використанням металоплакуючої рідини  
 Рисунок 5 – Залежність потужності  $N$ , що споживається, від робочого тиску  $P$  при різних числах обертів  $n$

## Список літератури

1. Балабанов В. И., Ищенко С.А., Беклемишев В.И. Триботехнология в техническом сервисе машин, М.: «Изумруд», -2005. - 177 с.
2. Гаркунов Д.Н. Триботехника износ и безизносность. М.: Издательство МСХА. 2001.- 586 с.
3. Насоси шестеренні об'ємного гідропроводу. Технічні умови ГСТУ 3-25-180-97.

В данной работе рассмотрены исследования обкатки шестеренных насосов с использованием металлоплакирующей жидкости на стадии приработки. Приведена методика и основные результаты исследований.

In this work researches of rolling of cog-wheel pumps are considered with the use of metalloplakuuchey liquid on the stage of earning extra a money. A method and basic results of researches is resulted.

С. І. Шмат, доц., канд.техн.наук ,В.В. Сидоренко, проф., д-р техн. наук,  
С.М. Якименко, доц., канд. фіз.-мат. наук, В. В. Воротнюк, ст. лаб.  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Ґрунтообробний робочий орган для екологічно-безпечного обробітку ґрунту

Запропоновано конструкцію ґрунтообробного робочого органу для основного обробітку ґрунту з використанням голчатого котка. Проведено попередні експериментальні дослідження.  
**ґрунт, голчатий коток, чизельна обробка**

Незважаючи на загальний світовий прогрес в сільському господарстві, культура землеробства та рівень оснащності сільськогосподарського виробництва України новітніми технічними рішеннями та технологіями залишається низьким.

Більше того, навіть те, що існувало довгий час і використовувалось з успіхом на полях України, тепер забуто і відкинуто.

Зі збільшенням енергонасиченості тракторів та комбайнів та збільшенням маси сільськогосподарських знарядь і машин проблема переущільнення підорного шару ґрунту постає з новою гостротою. Майже на кожному полі після потужних опадів, особливо навесні при таненні снігу, на краях полів, в різних балочках та схилах можна спостерігати винесені потоками води тони ґрунту. Якщо раніше така тенденція проявлялася лише на крутосхилових полях, то тепер її можна спостерігати навіть на схилах в 2-3°. Це говорить про те, що стан нижніх шарів ґрунту не дозволяє пропускати вологу вглиб і призводить до виникнення водної ерозії, яка потрохи вимиває родючі ділянки, перетворюючи їх на безструктурні глинисті ґрунти. Використання щілювання ґрунту дає можливість практично повністю усунути явища знесення родючих шарів за рахунок розущільнення підорної підшви. Крім того, періодичний глибокий обробіток створює сприятливі умови для накопичення вологи в осінне-зимовий період, покращує повітряний баланс ґрунту. Все це сприяє активному розвитку кореневої системи рослин і в кінцевому випадку підвищує врожайність сільськогосподарських культур.

Так, польовими дослідженнями, які проводилися на базі господарства «Саторі-С», було отримано приріст врожайності від 12 до 16% завдяки обробці експериментальних ділянок щілинорізами. Ширина між сусідніми щілинами складала приблизно 2 м. Дослідження проводились при вирощуванні пшениці, сої, ячменю. Після обробки характерних ділянок поля, найбільш схильних до водної ерозії, явище знесення верхнього шару ґрунту практично зникло. Невисока енергоємність процесу обробки (3-3,5 л/га палива) дозволяє рекомендувати проведення такої обробки іншим господарствам.

Серед сукупності робочих органів для проведення глибокого рихлення найбільш поширені одностоякові робочі органи з прямолінійним або криволінійним стояком. Їх застосування обмежується операціями щілювання, чизельного смугового або суцільного рихлення. Простота конструкції зумовила їх поширеність, але їх енергетичні показники залишаються занадто високими, особливо на фоні нестачі енергоносіїв.

Як окремих напрямків виділяються конструкції дво- та багатостоякових робочих органів, які також мають всі ознаки чизельної обробки, але завдяки застосуванню декількох стояків мають можливість більш якісно розпушувати ґрунт, застосовуючи

різні способи рихлення, при цьому ступінь кришення досягає 55..90 (в порівнянні – звичайний щілиноріз - в межах 2..4).

Так, розімкнуті робочі органи з прямолінійним звуженням донизу [1] дають змогу виконати подрібнення ґрунту в зоні між стояками. Недоліком їх є переважне розпушування ґрунту в зоні, що безпосередньо прилягає до стійки і незадовільне розпушення в центральній частині, особливо зі збільшенням щільності та зменшенням вологості ґрунту. Робочі органи, виконані зімкнутими з наральником в нижній частині [2], дозволяють покращити рихлення ґрунту в середній зоні між стійками, але мають значну енергоємність процесу рихлення.

Використання додаткового центрального стояка, наприклад в розпушувачі РГ--0,8 [3], забезпечує кращу якість розпушення ґрунту в зоні між стояками. При цьому збільшується ймовірність забивання таких робочих органів великими грудками та органічними рештками, що погіршує надійність технологічного процесу.

Застосування двостоякових глибокорозпушувачів дає змогу виконувати якісне смугове рихлення, адже такі робочі органи мають чітко виражені зони деформації ґрунту [1,2]. Наведені робочі органи здійснюють рихлення переважно через стискання ґрунту боковими стояками, що призводить до додаткових енергетичних витрат, особливо на щільних та сухих ґрунтах.

З метою зменшення енергоємності процесу рихлення та покращення якісних показників обробки нами пропонується удосконалена глибокорозпушувача.

Для забезпечення усталеного рівномірного руху робочих органів, усунення можливого забивання брилами та рослинними рештками внутрішнього простору між сумісно виконаними стояками кожної пари, встановленими на рамі агрегату, кожен із стояків пари зміщений один відносно одного по напрямку руху агрегату і кожен передній із пари стояків має наральник, який розміщений вище від заднього.

Для зменшення енергоємності процесу рихлення носки наральників верхніх наральників пари стояків розміщені в зоні рихлення ґрунту нижнім наральником, межею якої є верхня лінія кута сколювання ґрунту нижнього наральника.

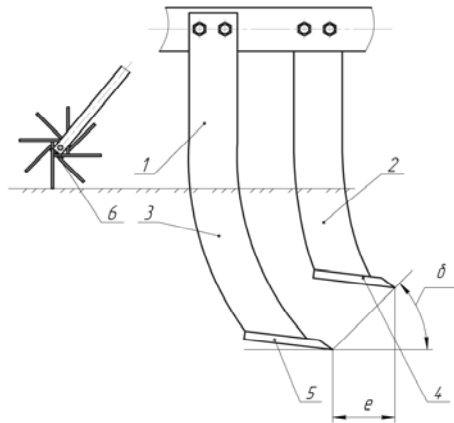
Відносне розміщення стояків пари виконане конструктивно змінним в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту. Проведені попередні експериментальні польові дослідження такого робочого органу показали дали змогу виявити як переваги, так і деякі недоліки конструкції. Порівнянно невисокий тяговий опір дає змоги більш широко використовувати такі агрегати в господарствах. Проте при обробці сухих ґрунтів спостерігалось утворення крупних глиб після проходження агрегату.

Тому було прийнято рішення дообладнати ґрунтообробну пару голчастим котком для розбивання крупних грудок і попереднього вирівнювання обробленої смуги поля (рис. 1).

Ґрунтообробний робочий орган включає: брус 1, до якого кріпляться стояки пари: передній вкорочений стояк 2, виконаний угнутих всередину, задній подовжений стояк 3, також угнутий всередину пари. В нижній частині стояків закріплені наральники 4 і 5. Позаду встановлено голчастий коток, ширина якого рівна ширині захвату ґрунтообробної пари. Працює ґрунтообробний робочий орган таким чином.

Передній стояк 2 пари, встановлений на меншу глибину ходу, розрізає і розпушує шар ґрунту, направляючи його до другого стояка 3, який завершує розпушення скиби на заданій глибині обробітку.

Завдяки частковому розпушенню ґрунту на глибині ходу переднього стояка наральник 5 проводить рихлення ґрунту тільки на глибині його ходу, забезпечуючи при цьому меншу енергоємність загального процесу рихлення ґрунту.



1 – брус; 2 – передня лапа; 3 - задня лапа; 4,5 - наральники передньої та задньої лап;  
6 – голчастий коток

Рисунок 1 – Двостояковий ґрунтообробний робочий орган

Голчастий коток проводить додаткове розпушення та вирівнювання поверхні поля. Для стабілізації ходу робочих органів на визначеній глибині враховано, що лінія сколювання ґрунту нижнім наральником лежить нижче зони розміщення верхнього наральника як по напрямку руху робочих органів, так і в поперечному напрямку.

Запропонована конструкція ґрунтообробного робочого органу в порівнянні з існуючими знаряддями має такі переваги:

1. Завдяки поздовжньому та глибинному зміщенню стояків пари робочих органів забезпечується значне зниження енергоємності процесу рихлення.

2. Зменшується можливість забивання робочих органів незруйнованими брилами та рослинними рештками.

3. Використання голчастого котка дає можливість використати ґрунтообробну пару на пересушених ґрунтах і отримати якісно розпушений верхній шар ґрунту.

Таким чином, використання щільювання в системі обробітку ґрунту дозволяє ефективно не тільки запобігати ерозійним процесам, а й підвищити врожайність сільськогосподарських культур, покращити ґрунтоутворюючі процеси при зменшенні енерговитрат.

## Список літератури

1. Овчаренко О. А. Обґрунтування параметрів робочого органу глибокорозпушувача для об'ємного смугового розпушення ґрунту // Автореф. дис. канд. техн. наук., Луганськ, 2005. – 17 с.
2. Волик Б. А. Розробка і дослідження чизель-плуга на базі знарядь Y-подібної форми // Автореф. дис. канд. техн. наук., Дніпропетровськ, 1998. – 19 с.
3. Казаков В. С. Глубокие рыхлители почв. // Сб. научн. тр. / ВАСХНИЛ. – М.: Колос, 1981. – С. 202-215.

Предложена конструкция почвообрабатывающего рабочего органа для основной обработки почвы с применением игольчатого катка. Проведены предварительные экспериментальные исследования.

The construction of working organ is offered for basic treatment of soil with the use of needle-shaped skating rink. Preliminary experimental researches are conducted.

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд.техн.наук,  
Д.І. Петренко, інженер

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Результати експериментальних досліджень роботи відцентрово-пневматичного сепаратора зерна

У роботі наведені результати експериментальних досліджень процесу очищення зерна відцентрово-пневматичним сепаратором.

**відцентрово-пневматична машина, повітряне очищення, надкритична швидкість повітря, барабан зі спіральною поверхнею**

Повітряне очищення зерна є невідомою частиною технологічного процесу вирощування сільськогосподарських культур. При очищенні продовольчого і фуражного зерна підвищується його поживні і смакові властивості. При сівбі якісно очищеним і відсортованим насінням знижується засміченість полів, підвищується схожість насіння і врожайність.

В той же час пневматичні зерноочисні машини в змозі досягти питомого навантаження лише 0,8...2,0 т/дм<sup>3</sup> год. Тому на сьогодні актуальною задачею є вдосконалення процесу очищення повітряним потоком. Напрямки вдосконалення пневмосепарації визначаються параметрами, які впливають на процес очищення, а саме: рівномірністю швидкісного поля повітряного потоку, часом взаємодії матеріалу із повітряним потоком, швидкістю повітряного потоку, питомим навантаженням, тощо.

Із аналізу впливу цих параметрів на процес сепарації можна зробити наступні висновки:

якість сепарації покращується зі збільшенням швидкості повітряного потоку, але при цьому погіршується чіткість сепарації;

якість і чіткість сепарації покращуються зі збільшенням рівномірності швидкісного поля повітряного потоку;

якість сепарації покращується зі збільшенням часу взаємодії матеріалу із повітряним потоком, але при цьому зменшується продуктивність;

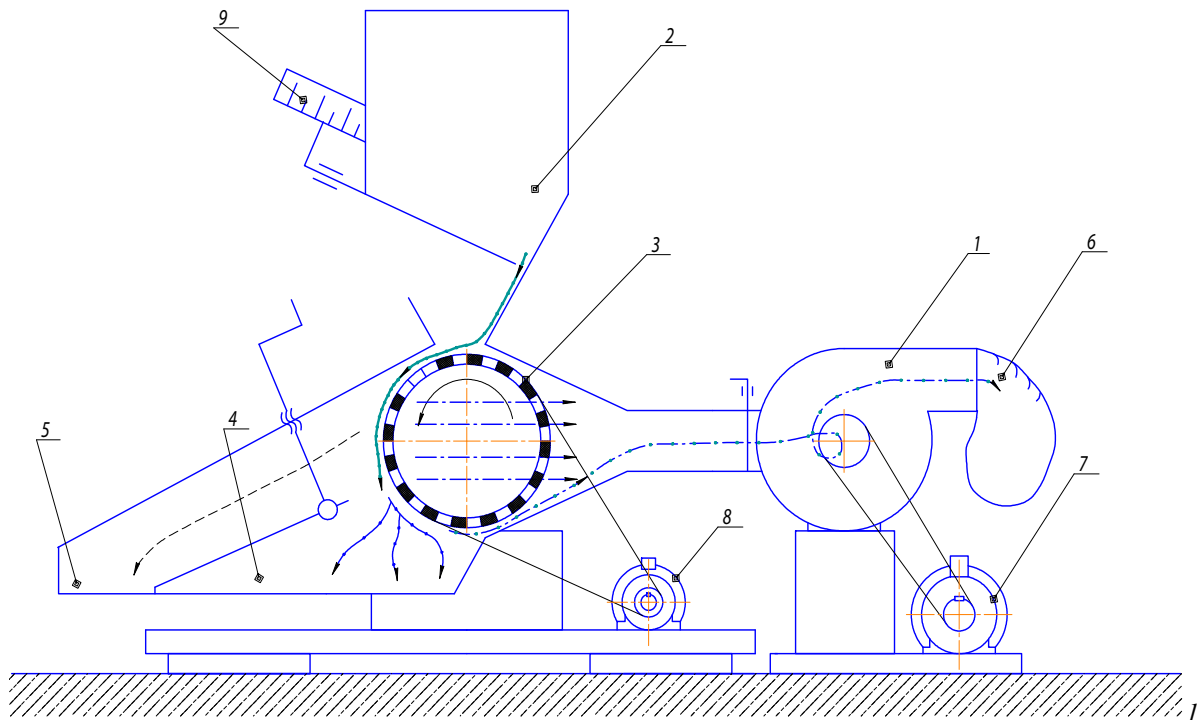
продуктивність сепарації збільшується зі збільшенням питомого навантаження на повітряний канал, але при цьому погіршується якість сепарації.

Найбільш перспективним шляхом підвищення ефективності роботи повітряних сепараторів є створення умов для збільшення швидкості і рівномірності швидкісного поля повітряного потоку, забезпечення одношарового руху матеріалу у повітряному каналі. Ці умови дають змогу підвищити питоме навантаження на повітряний канал без втрати якості і чіткості сепарації.

На основі вивчення праць І.П. Безручкіна, Е.Г. Баженова, В.В. Попова [4] на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено і виготовлено експериментальну установку (рис.1) для повітряного очищення зернового вороху.

Робота експериментальної установки полягає в наступному: вибірка засипається в бункер 2. З нього ворох по скатній дошці надходить до повітряного каналу, де він присмоктується до барабану зі спіральною поверхнею (рис.2), що обертається. При його обертанні основний зерновий матеріал під дією відцентрової сили переміщується

в приймальник чистого зерна 5, а легкі і дрібні домішки виносяться в приймальну камеру відходів 4 і 6.



– вентилятор; 2 – бункер; 3 – барабан зі спіральною поверхнею; 4 – приймальник крупних легких домішок; 5 – приймальник чистого зерна; 6 – приймальник дрібних легких домішок; 7 – електродвигун вентилятора; 8 – електродвигун сепаратора; 9 – шкала для регулювання подачі

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки

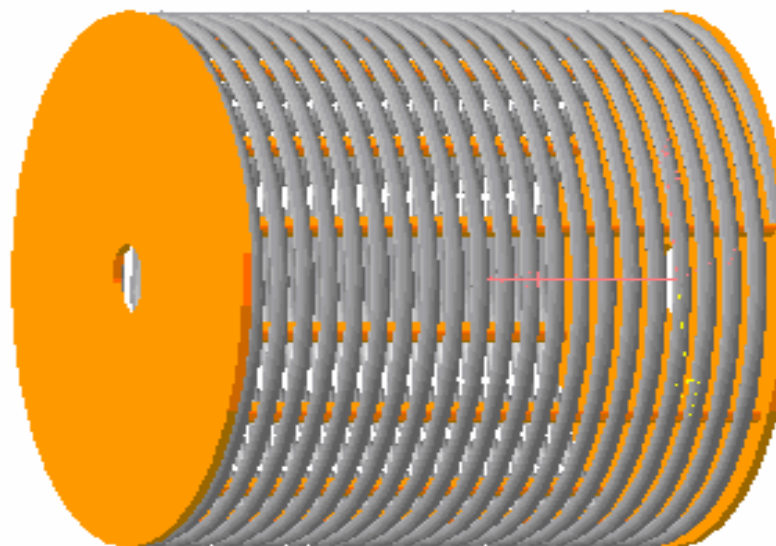


Рисунок 2 – Барабан зі спіральною поверхнею

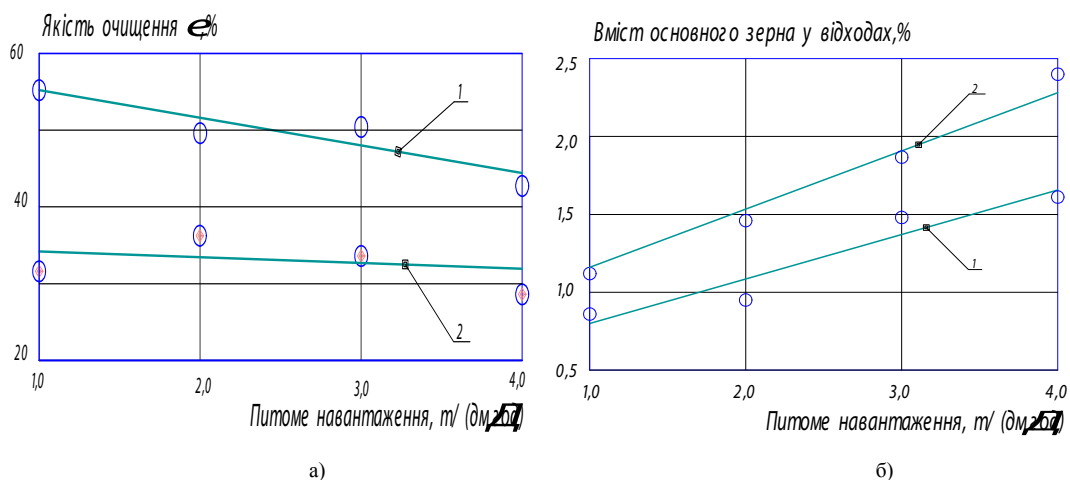
Дана конструкція дозволяє досягти високих показників якості очищення за рахунок сітчастого барабану, який обертається, що сприяє підвищенню рівномірності розподілення матеріалу по глибині та ширині каналу. Застосування даної конструкції відцентрово-пневматичного сепаратора дозволяє використовувати надкритичну швидкість повітряного потоку та позбутись загальних обмежень по підвищенню продуктивності повітряного очищення.

Для перевірки гіпотези щодо впливу сітчастого барабану на якість процесу сепарації нами були проведені досліді.

Умови проведення дослідів.

У якості вихідного матеріалу використовувався ворох пшениці. Засміченість вороху легкими домішками становила 5 %. Діаметр барабану зі спіральною поверхнею – 150 мм, ширина – 110 мм. Швидкість повітря у каналі – 16 м/с.

Під час проведення дослідів по визначенню якості процесу сепарації були отримані наступні закономірності очищення (рис.3).



- а) графік залежності якості очищення вороху пшениці від питомого навантаження;  
 б) графік залежності чіткості сепарації вороху пшениці від питомого навантаження  
 1 – показник кінематичного режиму  $\kappa=7$ ; 2 – показник кінематичного режиму  $\kappa=36$

Рисунок 3 – Графіки експериментальних досліджень відцентрово-пневматичного сепаратора при різних показниках кінематичного режиму  $\kappa$

З графіка (рис.3, а) видно, що при збільшенні питомого навантаження на пневматичний канал якість очищення знижується в межах 10%. Це відповідає класичним закономірностям роботи повітряних каналів.

Аналіз залежності якості очищення від показника кінематичного режиму свідчить, що його збільшення призводить до погіршення якості сепарації. Це відбувається внаслідок того, що при збільшенні швидкості обертання барабану зростає величина відцентрової сили, зменшуючи кут відриву часток від нього і призводячи до передчасного відокремлення домішок.

Спостереження за роботою сепаратора в режимі холостого ходу показали – збільшення показника кінематичного режиму призводить до збільшення власного повітряного потоку сітчастого барабану, що негативно впливає на якість сепарації.

Під час проведення дослідів нами досліджувався вміст основного зерна у легких домішках (рис.3, б). З графіка видно, що збільшення питомого навантаження призводить до збільшення кількості повноцінного зерна у відходах. Це зумовлено зменшенням «живого» перерізу каналу і відповідно збільшенням швидкості повітряного потоку.

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Якість очищення в межах агровимог 50...60% досягається при забезпечені питомої продуктивності 1...3 т/дм-год та значенні показника кінематичного режиму  $k=7$ . Подальше збільшення питомого навантаження на канал при забезпеченні якості очищення у межах агровимог потребує збільшення показника кінематичного режиму і відповідного збільшення швидкості повітряного потоку.

## Список літератури

1. Васильковский М.И., Лузан П.Г. Совершенствование решетных сепараторов для зерна. – Тез. докл. республ. научн.-техн. конференции. /Кировоград: КИСМ, 1991. – С.36-38.
2. Лузан П.Г., Васильковский О.М. Нові конструкції решіткових сепараторів. – Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип.27, 1999. – 123-127.
3. Васильковский О.М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового решіткового сепаратора зерна. Автореф. Дис...канд.техн.наук – Кіровоград, 2001.
4. И.П. Безручкин, Е.Г. Баженов, В.В. Попов. Очистка зернового материала центробежно-пневматическим сепаратором. – Исследование рабочих процессов и органов машин для уборки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна. //Труды ВИСХОМ.-Вып.57, М.: – 1969. – С.301-320.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований процесса очистки зерна центробежно-пневматическим сепаратором.

In work brought the results of experimental studies process a separate of grain by a centrifugal-pneumatic separator.

**В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,  
С.М. Лещенко, інж., М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук,  
В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Передумови багатоструменевого способу введення матеріалів в пневмосепаруючі канали зернових сепараторів**

В статті розглянуто багатоструменевий спосіб введення зернових матеріалів в пневмосепаруючі канали зерноочисних машин, наведено передумови його здійснення, аналізується доцільність встановлення багатоструменевих ділильників зернового матеріалу та наслідки, які за рахунок такого способу досягаються.

**зерноочисна машина (ЗОМ), пневмосепарація, багатоструменевий спосіб введення, багатоструменевий ділильник, пневмосепаруючий канал (ПСК)**

Видалення із зернового матеріалу легких домішок будь-якого походження відбувається в ПСК повітряним потоком. При цьому незалежно від цільового призначення та технічних засобів для здійснення очистки зернових сумішей якісні показники роботи пневмосистем ЗОМ залишаються низькими [1, 2, 3]. В більшості існуючих ЗОМ сепарація повітряним потоком (розділення за аеродинамічними властивостями) відбувається разом з решітним очищенням (розділення за розмірами), а тому загальне підвищення продуктивності ЗОМ неминуче пов'язане з підвищенням продуктивності кожного з етапів очищення, і як виявляється, стримує загальне зростання продуктивності ЗОМ [1, 6] саме повітряна частина.

Одним із перспективних напрямків підвищення ефективності роботи ПСК ЗОМ є інтенсифікація введення зернового матеріалу в зону дії повітряного потоку. Так В.Ф. Веденьєв [1] пропонує попереднє розшарування зернового матеріалу перед його введенням за допомогою аеролотка. А.К. Туров [2] рекомендує проводити попереднє розшарування зернової суміші перед її введенням в ПСК зустрічним повітряним потоком з допоміжного повітряного каналу, при цьому швидкість повітряного потоку встановлювалась в 1,5 рази вищою за швидкість витання компонентів зернової суміші, що сприяє більш ефективному винесенню легких домішок у верхні шари. В.А. Сабашкін відмічає необхідність не лише розрихлення та часткового розшарування зернового матеріалу перед введенням в ПСК, а й введення його з різними швидкостями та під різними кутами. В.Л. Злочевський [2] пропонує інтенсифікувати процес аеродинамічного розділення матеріалу за рахунок закрутки зернівок в полі повітряного потоку зі стаціонарною періодичною нерівномірністю. Але складність здійснення кожного з запропонованих способів вдосконаленого введення матеріалу в ПСК зернових сепараторів значно обмежили їх практичне застосування.

Для покращення взаємодії повітряного потоку з зерною сумішшю у місцях введення зернового матеріалу в ПСК, а саме зменшення опору в цій частині каналу та виключення можливості перерозподілу поля швидкостей по поперечному перерізу каналу, пропонуємо проводити введення зернового матеріалу не суцільним потоком, а багатоструменевим [4]. Попередні дослідження вказаного способу введення зернового матеріалу в активну зону ПСК доводять його високу ефективність [5].

Метою даної роботи є аналіз передумов здійснення багатоструменевого способу введення зернового матеріалу в ПСК зернових сепараторів, та наслідки, які досягаються з допомогою такого способу введення.

Оскільки зерновий матеріал вводиться в ПСК не одиничним потоком, а з деякою товщиною  $h_3$ , яка в поєднанні з концентрацією зернової суміші створює певний опір повітряному потокові, то увесь процес повітряної сепарації повітряним потоком можна поділити на дві фази:

- перша – шар зернової суміші рухається під дією повітряного потоку, в той час як повітря намагається його продути і розшарувати (фільтрація);

- друга – фаза безпосередньої сепарації, коли відстань  $l$  між частинками в потоці перевищує п'ятикратний розмір самих частин, що сприяє їх вільному продуванню і виносу.

Для цих двох фаз сепарації повітряним потоком в залежності від швидкості  $U$  повітряного потоку, змінюється висота  $h_3$ , концентрація  $\varepsilon$  (відношення ваги зерна до всього об'єму зерноповітряної суміші) і перепад тиску  $\Delta P$  зернового шару. Опір зернового шару, що відповідає першій фазі, має лінійну залежність із швидкістю повітряного потоку і виходячи з рівняння Дарсі [2] можна записати у вигляді:

$$\Delta P_I = \frac{U \cdot \mu \cdot h_3}{k}, \quad (1)$$

де  $\mu$  – в'язкість потоку, кг·с/м;

$k$  – проникність зернового шару (має розмір квадрату довжини).

Під час другої фази перепад тиску визначається з рівняння Дарсі-Вейсбаха і практично залишається постійним:

$$\Delta P_{II} = \lambda \cdot \frac{h_3}{R_r} \cdot \frac{\rho_{II} \cdot U^2}{2} = \frac{G}{S} = const, \quad (2)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного опору;

$R_r$  - гідравлічний радіус, м;

$\rho_{II}$  - густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$G$  - вага зернового шару, кг;

$S$  - площа перерізу каналу, м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт аеродинамічного опору в інженерних розрахунках можна визначити за емпіричною формулою А.Д. Альтшуля [2]:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{K_e}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (3)$$

де  $K_e$  - абсолютна еквівалентна шорсткість поверхні ПСК (для ПСК з листової сталі приймають  $K_e = 0,0001 \dots 0,00015$ ;

$d$  - еквівалентний діаметр ПСК;

$Re$  - число Рейнольдса  $Re = \frac{U \cdot d}{\nu}$ ;

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с.

З врахуванням цього перепад тиску, що відповідає другій фазі процесу можна записати так:

$$\Delta P_{II} = 0,11 \left( \frac{K_e}{d} + \frac{68 \cdot \nu}{U \cdot d} \right)^{0,25} \cdot \frac{h_3}{R_r} \cdot \frac{\rho_{II} \cdot U^2}{2}. \quad (4)$$

Тоді загальний перепад тиску по перерізу ПСК напряму залежить від того, в якій частині ПСК відбувається фаза фільтрації, в якій фаза сепарації. Під впливом

компонентів зернової суміші та зміною опору повітряного потоку, особливо в зоні введення, і відбувається перерозподіл швидкостей. Теоретично одержати залежності перепаду тиску по площі перерізу каналу та закономірності зміни швидкостей неможливо. Дослідження цих факторів можливе експериментальним шляхом.

За результатами експериментальних досліджень [1, 2, 5] встановлено, що в залежності від товщини шару зернового матеріалу  $h_3$  та початкової швидкості подачі  $V_0$  в режимі нормальної роботи ПСК приблизно  $\frac{1}{3} \dots \frac{1}{4}$  частина каналу працює в фазі фільтрації, яка характеризується зменшенням швидкостей повітряного потоку, а отже застосовується неефективно.

Тому для зменшення опору в зоні подачі зернового матеріалу в ПСК застосуємо багатоструменевий спосіб введення зернового матеріалу, з врахуванням якого секундну продуктивність сепаратора можемо записати як:

$$Q_c = V_0 \cdot h_3 \cdot a \cdot n_c \cdot \rho, \quad (5)$$

де  $a$  - ширина зернового струменя, м (рис. 1);

$n_c$  - кількість струменів по ширині вихідного отвору бункера.

Або максимальну секундну продуктивність ПСК з врахуванням властивостей матеріалу та умов введення виразимо так:

$$Q_{\max} = V_0 \cdot h_3 \cdot (B - \sum b) \cdot \rho, \quad (6)$$

де  $\sum b$  - сумарна ширина багатоструменевих ділильників, прийнявши що крайні ділильники дорівнюють  $\frac{b}{2}$ .

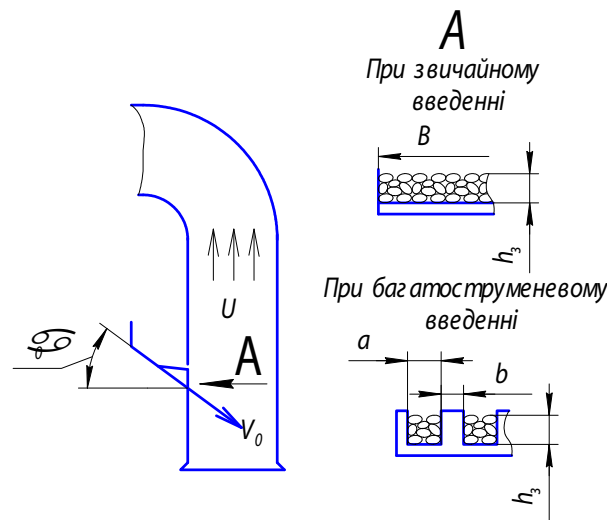


Рисунок 1 – Схема пневмосепаруючого каналу з традиційним та багатоструменевим введенням зернового матеріалу

Ширина зернового струменя  $a$  повинна бути якнайменшою (оптимально одна насінина) для забезпечення максимальної взаємодії повітря з зерном. Ширину зернового струменя визначаємо як:

$$a = l_n + 2 \dots 4 \text{ мм.}, \quad (7)$$

де  $l_n$  - максимальна довжина насінини (для пшениці 8,6 мм, для ячменя 18,6 мм, для соняшника 15,0 мм [1])

Згідно рівняння Бернуллі:

$$P_n = P_{cm} + P_\delta = const. \quad (8)$$

Після зіткнення повітряного потоку з зерною сумішшю, величини статичного та динамічного тиску різко змінюються: статичний – збільшується по мірі збільшення опору зернового струменя, динамічний – збільшується в зонах найменшої концентрації зернового матеріалу, і діє тільки в напрямку повітряного потоку. Його величина залежить від швидкості потоку:

$$P_d = \frac{\rho \cdot U^2}{2}. \quad (9)$$

Тому, при введенні зернового матеріалу в канал, в зоні його введення створюється перепона повітряному потоку, при цьому статичний тиск  $P_{cm}$  різко збільшується, величина якого буде майже рівна повному, а динамічний буде наближатися до нуля. Потім матеріал розсівається і створюється простір повітряному потоку, при цьому, в цій зоні різко збільшується величина динамічного тиску  $P_d$ , який витрачається на створення швидкості потоку.

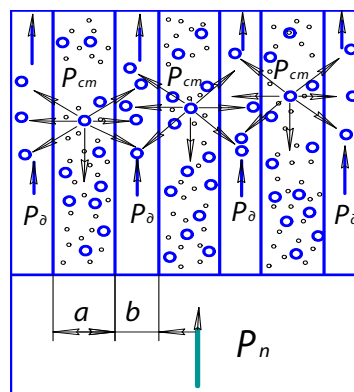


Рисунок 2 – Схема дії статичного  $P_{cm}$  та динамічного  $P_d$  тисків при багатоструменевому введенні матеріалу в ПСК

При встановленні багатоструменевих ділильників, величина статичного тиску в зонах зернового струменя достатня для того, щоб виштовхнути легкі домішки в повітряні проміжки із зоною дії підвищеного динамічного тиску, що буде сприяти пневмосепараційному процесу вже в зоні введення матеріалу.

У зв'язку з складністю аналітичного визначення параметрів багатоструменевих ділильників встановити їх раціональні параметри можливо лише шляхом експериментальних досліджень [5]. Використання одержаних досліджень дає можливість при внесенні мінімальних змін в конструкцію існуючих пневмосепаруючих машин, а саме встановленні пасивних багатоструменевих ділильників зернового потоку перед його введення в ПСК з початковою шириною зернових струменів  $a = 10 - 15$  мм та шириною ділильника  $b = 6 - 8$  мм, значно підвищити питоме навантаження та продуктивність пневмосепарації при первинному очищенні  $\eta \geq 60\%$  з 1250 до 2000 кг/дм., тобто в 1,6 рази. При цьому, за рахунок одночасного зменшення опору матеріалу повітряному потокові в зоні введення вдається зменшити необхідний тиск повітря в пневмосистемі, а отже і енергоємність вентилятора на 15-20%.

З врахуванням дослідних даних можемо ввести поняття коефіцієнта багатоструменевому способу введення матеріалу, який запишемо так:

$$\zeta = \frac{q_B'}{q_B}, \quad (10)$$

де  $q_B'$  - питоме зернове навантаження на одиницю ширини каналу при багатоструменевому способі введення, кг/дм·год;

$q_B$  - питоме зернове навантаження на одиницю ширини каналу при звичайному введенні, кг/дм·год.

Коефіцієнт багатоструменевого способу введення зернового матеріалу показує, в скільки разів питоме зернове навантаження на одиницю ширини каналу при вдосконаленому способі введення матеріалу вище від звичайного.

#### Висновки:

1. Відомі способи інтенсифікації введення зернових матеріалів в ПСК ЗОМ пов'язані зі зменшенням опору зернового матеріалу в зоні введення та часткового розшарування зернової суміші, але складність здійснення кожного з них значно обмежили їх практичне застосування.

2. Пропонуємо проводити введення зернових матеріалів в ПСК за допомогою пасивних багатоструменевих ділильників, які забезпечують продування повітряним потоком зернового матеріалу вже в зоні введення, а отже і призводить до збільшення активної зони ПСК.

3. Одержані закономірності секундної продуктивності ПСК з врахуванням багатоструменевого введення зернового матеріалу, та введено поняття коефіцієнту багатоструменевого способу введення матеріалу.

### Список літератури

1. Бурков А.И., Сычугов Н.П. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследования, расчет и испытание. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2000. – 261с.
2. Ямпиров С.С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо-энергосберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. – 262 с.
3. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов. / З.Л. Тиц, В.И. Анискин, Г.А. Баснакьян и др.; под. ред. З.Л. Тица. – М.: Машиностроение, 1967. – 447 с.
4. Спосіб введення зернового матеріалу в аспіраційний канал повітряного сепаратора: Патент України № 65067 МКВ В 02В1/00 // М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, Р.В. Кісільов, С.М. Лещенко, С.М. Мороз. – 4 с.
5. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М. Нестеренко О.В. Інтенсифікація процесу повітряної сепарації зерна. // Збірник наукових праць Таврійської державної агротехнічної академії. Сучасні проблеми землеробської механіки. – Мелітополь, 2006 – вип. 39. – С.161-165.
6. Васильковський М.І., Гончарова С.Я., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 111-114.

В статье рассмотрен многоструйный способ введения зерновых материалов в пневмосепарирующие каналы зерноочистительных машин, приведены предпосылки его осуществления, анализируется целесообразность установки многоструйных делителей зернового материала и результаты достижимые за счет такого введения.

In the article the multi-jet method of introduction of corn materials is considered in the ductings of grain cleaners. Navedeny of pre-condition of his realization. The analysis of establishment of multi-jet delimiter is conducted. Results which are given by such method of introduction are given.

## Контроль покриття оловом автоматизованого виробництва плат

Стаття призначена пошукам параметрів, які можуть забезпечити якісний контроль та визначення товщини покриття і придатний для автоматичного регулювання процесів виготовлення плат. **травлення плат, металеве покриття, поляризаційні виміри, електрод, електрохімічний еквівалент, коефіцієнт кореляції**

Відновлення водних розчинів травлення друкованих плат є однією з головних задач у створенні замкнутих процесів використання водних ресурсів. Проходячи активною частиною технологічного процесу травлення друкованих плат, водний розчин насичується з'єднаннями міді, спроможними забруднювати значні обсяги води, веде до посиленої експлуатації очисних споруд підприємства, збільшенню стоків на міські очисні системи. Це припускає наявність значних фінансових витрат на забезпечення всього комплексу робіт із нейтралізацією відпрацьованих продуктів травлення й утилізацію відходів.

Одним із найважливіших елементів у зменшенні економічних витрат, зменшення витрат води на технологічні потреби процесу травлення друкованих плат є створення місцевих внутрівиробничих замкнутих циклів повторного використання водних ресурсів із виділенням і утилізацією міді.

Як свідчать вітчизняні та зарубіжні дослідники на підприємствах машинобудування доцільне створення локальних замкнутих систем водного господарства окремих потоків, що містять специфічні забруднення, характерні для даного технологічного процесу чи вузла. Це відпрацьовані миючі розчини, мастильно-охолоджуючі рідини, рідкі відходи фарбувальних камер, концентровані промивні води гальванічних цехів [1,2].

В наш час високих технологій та широкого забруднення навколишнього середовища все сильніше постає питання створення замкнених систем водопостачання з повторним використанням водних розчинів та стічних вод підприємств.

Сучасне виробництво з його динамічними змінами потребує автоматизованих технологій виробництва в тому числі і очистки гальваностоків для забезпечення автоматичного регулювання подачі води, водних розчинів відповідно до технологічного процесу.

У сьогоднішній час для визначення товщини металевого покриття у цехах по виробництву друкованих плат і в гальванічних виробництвах практично єдиним методом є краплинний, рекомендований ГОСТ 9.302-79.

Мінімальна товщина покриття, що може бути виміряна краплинним методом складає 0,265 мкм. Це значно обмежує його можливості при вимірі товщини олов'яних покриттів, нанесених хімічно, тому що їх товщини рідко перевищують 1,0-1,5 мкм. Відносна погрішність методу при цьому складає  $\pm 30\%$ . Крім того, краплинний метод виміру товщини металевих покриттів не може бути використаний для автоматичного контролю в системах автоматизованого виробництва та управління технологічним процесом.

А це є дуже важливим при виготовленні друкованих плат з відновленням та повторним використанням водних розчинів де необхідні швидкі та надійні методи визначення характеристик.

На жаль на сьогоднішній день відсутні сучасні, надійні та в той же час швидкі методи, які могли б бути використані в автоматизованому виробництві.

Зваживши на вищевказане та на відсутність досліджень в цій царині як в Україні, так і за її межами були розглянуті всі можливі варіанти, що могли б прискорити технологічні операції. Виявилось, що перспективними в цьому відношенні можуть бути електрохімічні методи, які мають високу точність і придатні для використання в системах автоматичного керування [3].

Тому в даній роботі проведені дослідження та запропонована методика хронопотенціометричного виміру товщини олов'яних покриттів на міді, заснована на визначенні кількості електрики, яка витрачена на розчинення металу покриття.

Поляризаційні виміри проводилися з допомогою двухкоординатного потенціометра ПДГ14-002 та потенціостата П-5827М. Олов'яні покриття наносилися хімічним методом у розчині, рекомендованому ГОСТ 9.047-75 на мідні зразки поверхнею 1 см<sup>2</sup>, виготовлені з фольги М1 товщиною 50 мкм. Для дослідження використовували реактиви марок "хч" і "чда". Розчини готувалися на дистильованій воді. Електродом порівняння служив насичений хлорсрібний електрод. Товщина покриття розраховувалася за формулою:

$$\delta = \frac{Q \cdot q}{S \cdot \rho}, \quad (1)$$

де Q - кількість електрики, яка витрачена на розчинення покриття, Кл/см<sup>2</sup>;

S - площа поверхні зразка, см<sup>2</sup>;

$\rho$  - щільність олова; 7,28 г/см<sup>3</sup>;

q - електрохімічний еквівалент олова  $6,15 \cdot 10^{-4}$  г/Кл.

Кількість електрики визначалася по довжині потенціальної затримки на хронопотенціометричних кривих.

Анодні гальваностатичні криві окислювання олова знімалися в розчинах сірчаної кислоти та хлористого натрію, підкисленого соляною кислотою. У кожному з них залежності мали по дві чіткі потенційні затримки. Потенціал початку першої затримки коливався в залежності від складу розчину і застосовуваної щільності струму в інтервалі -0,4...-0,27 В, в розчині сірчаної кислоти складав приблизно +0,2 В, а другий для хлоридних кислих і нейтральних розчинів був близький до 0,00 В.

Візуально було встановлено, що перша потенційна затримка обумовлена розчиненням олов'яного покриття, потенціал другої затримки близький до стандартних потенціалів окислювання міді до двох і одновалентного стану. Відповідність першої площадки на хронопотенціометричних кривих процесу розчинення олова підтверджувалося хронопотенціометричними вимірюваннями на попередньо луджених, гальванічних платинових електродах, для яких спостерігалася тільки перша затримка потенціалу, а потім слідував його стрибок до потенціалу початку виділення кисню чи хлору. Тому для розрахунків і досліджень використовувалася тільки перша затримка потенціалу.

Так як анодне розчинення олова може протікати до двох і чотирьохвалентного станів, попередньо був експериментально визначений його електрохімічний еквівалент у даній реакції і зрівняний з теоретичним значенням.

У цих дослідах на поверхню платинового електрода площею 1,7 см<sup>2</sup> гальванічного наносили олово зі стандартного розчину при потенціалі -0,5 В протягом 40-400 секунд, а потім хронопотенціометрично визначали кількість електрики, яка витрачена на його розчинення, і розраховували електрохімічний еквівалент. Платиновий електрод з цією метою зважували до і після дослідів. Результати вимірів при температурі 200С, та при щільності струму 20 мА/см<sup>2</sup> приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Визначення електрохімічного еквівалента олова при його анодному окислюванні в розчині хлористого натрію, підкисленого соляною кислотою

Маса металу покриття, кг	Час розчинення, с	Кількість електрики, мКл/см <sup>2</sup>	Електрохімічний еквівалент, г/Кл
1,45	85	1690	0,00052510
1,8	83	1645	0,00066357
1,2	49	930	0,00071965
2,15	105	2145	0,00057234
1,1	57	1155	0,00050715
5,25	232	465	0,00067773
0,35	16,5	330	0,00054134
4,3	187	3720	0,00068365
2,75	125	2465	0,00064564
6,70	340	6800	0,00058392
3,75	170	3380	0,00064780

Статистична обробка результатів вимірів, яка є результатом розрахунку середньої квадратичної помилки окремого виміру і середньої квадратичної помилки середнього арифметичного показала, що експериментально знайдене значення електрохімічного еквівалента олова дорівнює  $0,000655 \pm 0,0000655$  г/Кл. Це практично цілком відповідає його теоретичному значенню  $0,000615$  г/Кл і показує, що у даних умовах олово анодно розчиняється з 100% виходом по струму з утворенням іонів  $\text{Sn}^{2+}$ .

З метою вибору складу розчину для електрохімічного виміру товщини олов'яних покриттів на мідній фользі проводилася оцінка погрішності вимірів по десятих рівноцінних вимірах, при щільності струму  $20 \text{ мА/см}^2$  результати якої представлені в табл.2. Еталонним методом при цьому служив ваговий метод, який фактично використовується в промисловості до сьогоднішнього часу.

Таблиця 2 – Результати оцінки погрішності хронопотенціометричного виміру товщини олов'яних покриттів

Спосіб	Концентрація розчину	$\delta \pm \delta_0$ , мкм	$\Delta$ , %
Хронопотенціометричний	хлористого натрію 80 г/л, підкисленого соляною кислотою 15мл/л	$0,227 \pm 0,023$	-2,2
Хронопотенціометричний	хлористого натрію 80 г/л	$0,211 \pm 0,038$	-8,8
Хронопотенціометричний	розчин сірчаної кислоти	$0,155 \pm 0,0215$	-32,7
Ваговий		$0,231 \pm 0,025$	

Як видно з приведених результатів (табл.2), дисперсія середнього арифметичного була мінімальною в розчині сірчаної кислоти і складала величину не більшу за  $\pm 0,0215$  мкм, але й в інших електролітах її значення були не набагато вище, і не перевищували  $\pm 0,05$  мкм. Таким чином, було встановлено, що з погляду відтворюваності результатів вимірів усі досліджувані розчини є рівноцінними. Однак, за абсолютним значенням результати, отримані в розчині сірчаної кислоти і у нейтральному розчині хлористого натрію були значно занижені у порівнянні з ваговим методом. Значно краще збігалися з останнім результати вимірів у розчині хлористого натрію ( $\text{NaCl}$ ), підкисленому соляною кислотою. Для них відхилення значень товщин не перевищували 2,22%. Враховуючи викладене вище електроліт, що містить хлористий натрій і підкислений соляною

кислотою (НС1) був досліджений більш докладно.

Була проведена оцінка відтворюваності і стійкості обох методів аналізу (вагового і хронопотенціометричного в зазначеному розчині) за допомогою критерію Фішера. Вона показала, що значення критерію Фішера, обчислене з експериментальних даних (табл.3), дорівнює 1,2, що значно менше табличного значення  $F=3,44$  для рівня значимості  $\alpha=0,5$ . Результати статистичного аналізу вагового і хронопотенціометричного способів визначення товщини олов'яних покриттів, а також розрахунок коефіцієнтів кореляції викладені нижче в табл.3. та табл.4.

Таблиця 3 – Результати статистичного аналізу вагового і хронопотенціометричного способів визначення товщини покриттів

Хронопотенціометричний метод			Ваговий метод		
$\delta_{i, \text{МКМ}}$	$\delta_{, \text{МКМ}}$	$\sigma^2$	$\delta_{i, \text{МКМ}}$	$\delta_{, \text{МКМ}}$	$\sigma^2$
0,893	0,817±0,019	±0,00310	0,935	0,857±0,017	0,00259
0,776			0,793		
0,728			0,805		
0,765			0,827		
0,808			0,843		
0,871			0,898		
0,878			0,923		
0,817			0,831		
0,821			0,856		

Таблиця 4 – Розрахунок коефіцієнтів кореляції

$x_i$	$x_i - \bar{x}_i$	$x_i - \bar{x}_i$	$y_i$	$y_i - \bar{y}_i$	$(y_i - \bar{y}_i)^2$	$x_i \cdot y_i$
0,31	0,00	0,0000	8,52	-7,47	55,84	0,00000
0,32	0,01	0,0002	8,51	-7,469	55,845	0,07475
0,28	-0,02	0,0004	10,5	-5,343	28,547	0,1603
0,35	-0,02	0,0004	12,1	-3,833	14,71	-0,07666
0,35	0,02	0,0004	12,6	-3,23	10,388	-0,12893
0,33	0,03	0,0009	12,8	-3,22	10,387	-0,06445
0,34	0,02	0,0004	12,78	-3,224	10,3878	-0,03224
0,34	0,01	0,0002	12,8	-3,225	10,3881	-0,03225
0,28	0,02	0,0004	13,1	-2,982	8,3685	0,11575
0,32	-0,03	0,0009	14,87	-1,792	3,215	-0,0538
0,32	0,01	0,0001	15,41	-7,472	0,274	0,00532
0,29	0,03	0,0009	15,48	-7,476	0,275	0,02095
0,32	0,02	0,0004	17,68	-5,345	3,0168	0,00001
Ср.0,32		0,0005	15,969		20,3368	0,00149

Це підтверджує рівноцінність обох методів у відношенні стійкості і відтворюваності, і дозволяє остаточно прийняти для подальших досліджень кислий розчин хлористого натрію зазначеного складу. Середня квадратична помилка середнього арифметичного розраховується по формулі:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_x}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{q} - q_i)^2}{n(n-1)}}, \quad (3)$$

де  $q$  - середнє значення електрохімічного еквівалента;  
 $n$  - число дослідів.

При цьому величина погрішності вимірів складе величину, яку можна вирахувати з виразу:

$$\Delta = \frac{\delta_e - \delta}{\delta_e} \cdot 100\%, \quad (4)$$

де  $\delta_B$  - товщина покриття, визначена ваговим методом, мкм;

$\delta$  - товщина покриття, визначена електрохімічним методом, мкм;

$\Delta$  - погрішність вимірів, %.

Залежність товщини покриття від анодної щільності струму, визначена в роботі, не дозволяє зробити однозначних висновків про взаємозв'язок між цими параметрами через значний розкид експериментальних даних. Останній міг бути викликаний дійсним розкидом товщини покриття, що залежить від умов осадження олова, а також погрішностями методу аналізу. На основі викладеного та законів математики була зроблена спроба встановити кореляційний зв'язок між вимірюваною товщиною покриття і щільністю струму розчинення олова. Розрахунок проводився по наступним рівнянням, які приведені нижче:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum x_i^2}{n}}; \quad \sigma_y = \sqrt{\frac{\sum y_i^2}{n}}; \quad r = \frac{\sum x_i \cdot y_i}{n \cdot \sigma_x \cdot \sigma_y}; \quad x - \bar{x} = r \cdot \frac{\sigma_x}{\sigma_y} (y - \bar{y}), \quad (5)$$

де  $x$  - товщина покриття, мкм.

$y$  - щільність струму, мА/см<sup>2</sup>;

$r$  - коефіцієнт кореляції;

$\sigma$  - середнє квадратичне відхилення.

У результаті розрахунку були отримані наступні чисельні значення:  $\sigma_x = 0,022359$ ;  $\sigma_y = 4,5098$ ;  $r = 0,014687$ , по яким обчислено рівняння регресії :

$$\delta = 0.3178 + 0.000072 j, \quad (6)$$

де  $\delta$  - товщина покриття, визначена електрохімічним методом, мкм;

$j$  - густина струму, мА/см<sup>2</sup>.

Як впливає з чисельного значення коефіцієнта кореляції (табл.4) і рівняння точність визначень товщини олов'яного покриття практично не залежить від застосовуваної щільності струму в інтервалі 8,0...26.5 мА/см<sup>2</sup>, що є зручним із практичної точки зору, тому що не вимагає дорогого і складного устаткування для підтримання визначеної щільності струму.

Аналогічні результати були отримані для випадку олов'яних покриттів менших товщин, що дозволяє зробити певні висновки про запропонований метод визначення товщини покриття.

### **Висновки**

1. Проведені дослідження показали можливість використання хронопотенціометричного методу для визначення товщини олов'яних покриттів на мідній основі.

2. Визначення товщини олов'яного покриття практично не залежить від застосовуваної щільності струму в інтервалі 8,0...26.5 мА/см<sup>2</sup>.

3. Результати вимірів у розчині хлористого натрію, підкисленому соляною кислотою дають значно кращі результати. Для них відхилення значень товщин не перевищували 2,22%.

4. Спосіб дозволяє вести процес відновлення водних розчинів та вирішувати питання автоматизації виробничих процесів.

Подальші дослідження в даному напрямку, в нашому розумінні, повинні бути направлені на дослідження процесів хроноамперометрії та хроновольтамперометрії та створення математичного апарату забезпечення технологічного процесу повторного використання водного розчину.

### Список літератури

1. Гибкие автоматизированные гальванические линии. Справочник. Под общей редакцией В.Л. Зубченко, - М.: Машиностроение. -1989. – С.145-148
2. Коваленко Д.Г. Современное состояние и перспективы развития гальванопроизводства, создание малоотходных, экологически чистых производств //Перспективная технология производства РЭА. – Л.: 1991. - №3 – С.3.
3. Багоцкий В.С. Основы электрохимии. – М.: Химия. –1988. – С.133.

Статья предназначена поискам параметров, которые могут обеспечить качественный контроль, определение толщины покрытий и пригодный для автоматического регулирования процессов изготовления плат.

The paper is devoted to the parameters searching, that may provide the qualitative control and determination of the covers thickness, and available for the automatic regulation of the boards production processes.

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

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Розробка та виготовлення порошкових дротів для нанесення внутрішніх електродугових покриттів, придатних до обробки лезовим інструментом**

В статті запропоновано склад порошкових дротів, що дають можливість формувати зносостійкі електродугові покриття мартенситного та карбідного типу зміцнення для відновлення внутрішніх поверхонь деталей. Проведено дослідження їх придатності до механічної обробки лезовим інструментом. **внутрішні електродугові покриття, порошкові дроти, придатність до механічної обробки**

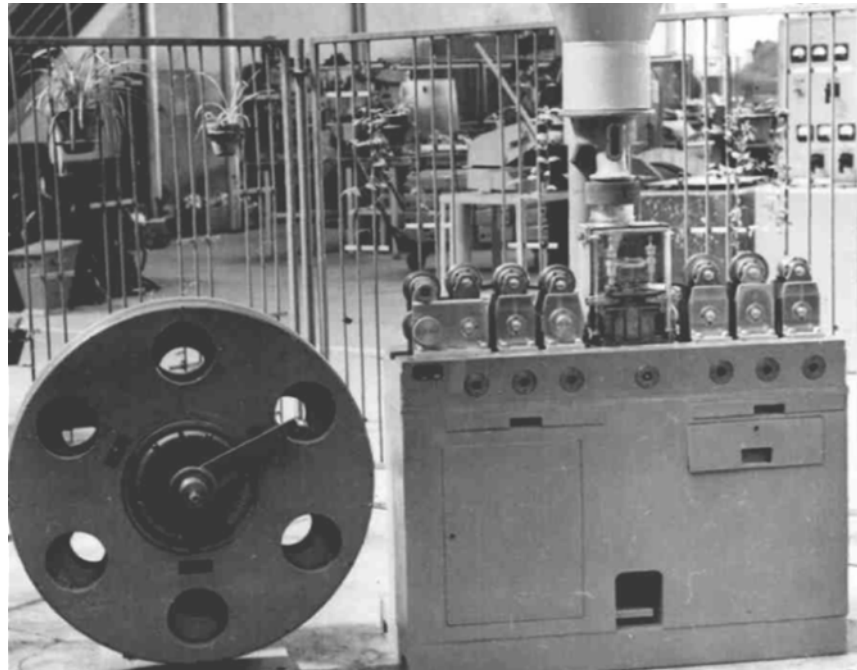
**Стан проблеми та постановка задачі.** Головною перепоною для широкого застосування електродугового напилення для відновлення внутрішніх поверхонь деталей машин є затруднена обробка покриттів лезовим інструментом. Здебільшого для обробки зносостійких електродугових покриттів застосовується шліфування на спеціальних режимах, що обумовлено високою твердістю та схильністю до тріщиноутворення [1,2]. Разом з тим шліфування внутрішніх поверхонь корпусних деталей пов'язано з значними технологічними труднощами, через необхідність застосування спеціалізованого обладнання та ріжучого інструменту. Обробка внутрішніх покриттів з сталених суцільнотягнутих та порошкових дротів лезовим інструментом викликає певні складнощі через високу зносостійкість покриттів, нерівномірність структури, схильність до утворення тріщин та сколів, низьку чистоту поверхні, наявність оксидних, карбідних та боридних включень [3]. Разом з тим в дослідженнях відсутні дані про створення порошкових дротів, які б забезпечували високу зносостійкість і разом з тим придатність до механічної обробки лезовим інструментом.

Мета дослідження: розробка та виготовлення порошкових дротів для напилення внутрішніх електродугових покриттів, що піддаються обробці лезовим інструментом.

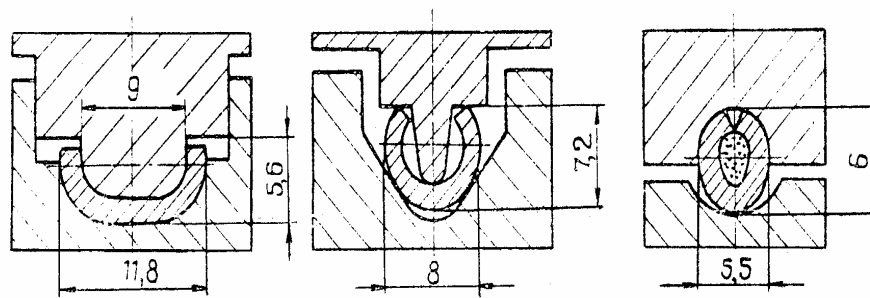
**Методика досліджень.** Методика виготовлення порошкових дротів. При виготовленні дослідних зразків порошкових дротів в якості металевої обгортки використовували холоднокатану стрічку, а також стрічку холодного плющення Св-08 з поперечним перерізом 0,8-1,0 мм. (товщина) і 8,0- 2,0 мм (ширина). Формування U-подібного профілю, введення в нього порошкової шихти, завальцьовування профілю і його волочіння до заданого діаметру проводили в устаткуванні для загинання профілю, що встановлено в лінії багатобарабанного волочильного стану. Дане устаткування (рис.1. а) має три кліти 1, 2, 3 і дозатор шихти 4, які змонтовано на станині 5. Кожна з клітей устаткування має спеціальні проводки, які забезпечують центрування плющеної стрічки. При розробці калібровки валків клітей ( рис. 1.б) виходили з принципу послідовного згинання стрічки і подачі її таким чином, щоб вона центрувалась боковими стінками направляючого жолоба до входу в зону деформації. Описана технологія дозволяла виготовляти дослідні порошкові дроти діаметром 2-4 мм з коефіцієнтом заповнення 100 %. Останній визначали ваговим методом як співвідношення маси порошкового наповнювача Рп до загальної маси

дроту, що включає в себе масу металевої основи  $P_m$  і порошкоподібних добавок  $P_n$ , тобто

$$K_3 = \frac{P_n}{P_m + P_n} 100\% \quad (1)$$



а



б

Рисунок 1 – Установка для загинання профілю (а), схема формовки замкнутого зону профілю (б) при виготовленні порошкового дроту з плоскої заготовки

Методика дослідження придатності до механічної обробки лезовим інструментом. Покриття наносили на зразки із сталі 45 на наступних режимах:  $U=32В$ ,  $I=180-200 А$ ,  $P = 0,6 МПа.$ ,  $L=150 мм$ . Зносостійкість ріжучого інструменту визначали зважуванням різця після проведення механічної обробки циліндричної деталі з покриттям на наступних режимах: частота обертання деталі - 1200 об/хв.; подача різця 0,1 мм/об.; припуск на обробку - 3 мм, глибина точіння - 0,5 мм.; кількість проходів -3; діаметр деталі з покриттям 49 мм.; довжина оброблюваної поверхні - 260 мм.; швидкість різання - 28 м/сек.; час обробки (за 1 прохід) -130 сек.

**Результати досліджень.** Для одержання покриттів з необхідними властивостями були розроблені порошкові дроти на основі дешевих феросплавів двох груп: при розпиленні порошкових дротів першої групи у покритті реалізується карбідне

зміцнення, а при розпиленні дротів другої групи у покриттях реалізується зміцнення за рахунок мартенситного перетворення.

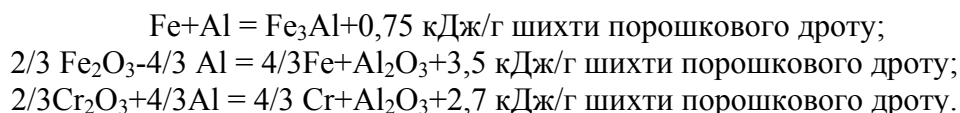
Покриття з карбідним зміцненням. Шихта порошкових дротів такого типу містить порошки високо вуглецевого ферохрому, алюмінію та кремнію. Алюміній та кремній розпиляють область існування  $\alpha$ -Fe та обмежують область  $\gamma$ -Fe, а також не дозволяють проходити мартенситному перетворенню у покритті при його кристалізації на поверхні напилуваної деталі.

Розрахунковий склад порошкових дротів приведений у табл.1.

Таблиця 1- Розрахунковий склад порошкових дротів з карбідним зміцненням

№ п/п	Розрахунковий склад порошкових дротів				$\sigma$ , МПа
	Cr	Al	C	Si	
1	3	16	0,32	2	45
2	4,2	10	0,48	2	42
3	5,6	6	0,64	2	40
4	7	6	0,8	2	40
5	8,5	6	0,96	2	40
6	-	-	0,8	2	24

При плавленні порошкового дроту алюміній взаємодіє у розплаві краплини з проходженням алюмотермічної реакції з виділенням великої кількості тепла



Додаток алюмінію у шихту порошкового дроту сприяє збільшенню контактної температури при ударі краплини об поверхню зразка і, як наслідок, утворення ділянок мікроприварювання напиленого покриття. При цьому суттєво зростає міцність зчеплення покриття із основою.

Покриття з мартенситним зміцненням. Вміст алюмінію у шихті порошкового дроту такого типу не має перевищувати 2%. (табл.2). При збільшенні вмісту алюмінію понад 2% при наявності 2% Si унеможливується мартенситне перетворення у покритті.

Таблиця 2 - Розрахунковий склад порошкових дротів з мартенситним зміцненням

№ п/п	Розрахунковий склад ПД, % мас.						$\sigma_{\text{окр.мах}}$ , МПа	HV 200	$\sigma_{\text{зч.}}$ , МПа
	Cr	C	Al	Mo	Si	Mn			
6	4,2	0,48	2	-	2	1,5	11	350	35
7	4,2	0,48	2	1	2	1,5	10	360	40
8	5,6	0,64	2	-	2	1,5	4,0	450	35

Додатково в склад наповнювача дослідних зразків порошкових дротів вводили добавки з'єднань легкоіонізуючих елементів і галогенідів лужних і лужно - земельних металів згідно [6].

Властивості покриттів та зносостійкість лезового інструменту при їх обробці. При зростанні вмісту ферохрому у покритті від 20 до 60% вміст вуглецю у порошковому дроті зростає від 0,32 до 0,96, тобто у 3 рази, проте, як показують результати збільшення вмісту вуглецю, несуттєво збільшує твердість покриття (табл.3).

Таблиця 3-Властивості покриттів з порошкових дротів з карбідним типом зміцнення

№п/п	Максимальні окружні напруження розтягу $\sigma_{окр.мах}$ , МПа	Мікротвердість , HV 200
1	35	280
2	42	300
3	42	330
4	42	330
5	46	340

Для покриттів мартенситного типу є властивий низький рівень залишкових напружень розтягу  $\sigma_{окр.мах}$ . Це зумовлено тим, що при проходженні мартенситного перетворення у покритті під час його кристалізації на поверхні сталюї основи, об'єм покриття зростає. Зменшений рівень залишкових напружень розтягу, а також наявність 2% алюмінію у покритті забезпечує високу міцність зчеплення покриття з основою (табл 4.).

Таблиця 4 - Властивості покриттів з мартенситним зміцненням

№ п/п	$\sigma_{окр.}$ , МПа	$\sigma_{зч.}$	Кількість С, % мас.		Мікротвердість, HV 200
			У дроті	У покритті	
6	10	35	0,48	0,3	330
7	10	40	0,48	0,3	330
8	4,0	35	0,64	0,43	450

На відміну від покриттів з карбідним зміцненням, твердість покриттів з мартенситним зміцненням суттєво залежить від вмісту вуглецю у покритті. Так, при збільшенні вмісту вуглецю із 0,48 до 0,64 твердість зростає із 330 HV до 450 HV. В той же час для покриттів з карбідним зміцненням зростання вмісту вуглецю із 0,32 до 0,96 приводять до зростання твердості від 280 HV до 340 HV.

При точінні покриттів з карбідним зміцненням (покр. №1-5) знос різця пропорційний твердості покриття або вмісту ферохрому у ньому (табл.5).

Таблиця 5- Зносостійкість різця при точінні покриттів

№ п/п	Знос різця, г	Мікротвердість, HV
1	0,001	280
2	0,003	300
3	0,004	320
4	0,006	330
5	0,008	340
6	0,01	320
7	0,0005	330
8	Сколи різця	450

Для покриттів з мартенситним зміцненням немає кореляції зносу різця із твердістю покриттів. Найменший знос різця зумовлює покриття, яке містить у своєму складі додатково 1% Мо. Збільшення вмісту вуглецю у покритті понад 0,40% приводять до катастрофічного зносу різця або сколу ріжучої кромки.

### **Висновки.**

1. Розроблені та виготовлені порошкові дроти для електродугового напилення внутрішніх покриттів з карбідним та мартенситним типом зміцнення, придатних до обробки лезовим інструментом .

2. Визначено позитивний вплив додатків молібдену на придатність до обробки електродугових 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. Ивашко В.С., Куприянов И.Л., Шевцов А.И. Электротермическая технология нанесения защитных покрытий. Минск.: Наука і тэхніка. 1996. – 375.
4. Маркович С.І. Дослідження зв'язку зносостійкості з фізико-механічними властивостями покриттів, нанесених електродуговим напиленням різнорідних дротів // Проблеми тертя та зношування. – Київ, 2007. - №46. - С. 16-18.
5. Похмурский В.И., Пих В.С., Студент М.М. Основы формирования защитных и восстановительных покрытий электродуговым напылением из порошковых проволок // Физ.-хим. механика материалов. - 1986. - №6. - С. 11-16.
6. Маркович С.І. Оптимізація складу додатків в шихту порошкових дротів для електродугового напилення зносостійких покриттів //Зб. наукових праць Кіровоградського технічного університету „Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація”. Кіровоград. – 2007. №18. - С. 158- 164.

В статье предложен состав порошковых проволок, которые дают возможность формировать износостойкие электродуговые покрытия мартенситного и карбидного типа укрепления для восстановления внутренних поверхностей деталей. Проведено исследование их пригодности к механической обработке лезвийным инструментом.

Composition of powder-like wires which give to form possibility wearproof electro- arc coverages of мартенситного and carbidic type of strengthening for renewal of internal surfaces of details is offered in the article. Research of their fitness is conducted to tooling by a chisel instrument.

## Математичне моделювання процесу зношування вузла тертя типу „вал-втулка”.

В статті розроблена математична модель зношування вузла тертя ковзання в залежності від співвідношень різноманітних конструкційних матеріалів та покриттів, з вираженням зносостійкості через інтенсивність лінійного зношування в залежності від тиску в парі тертя.

**інтенсивність зношування, спряження, навантаження**

Задача прогнозування та розрахунку зносостійкості та довговічності вузла тертя ковзання є дуже актуальною. Цій проблемі присвячено ряд робіт вітчизняних учених М.М.Хрущова, В.Д.Кузнецова, І.В.Крагельського, Н.Б.Демкіна, Ф.Р.Геккера, М.Н.Добичина, Г.М.Харача, А.К.Зайцева і ін., а також зарубіжних учених Ф.П.Боудена, Д.Тейбора, Д.Арчарда, Т.Ф.Куїнна, Польцера, і ін. [1]

На даний час накопичено значний об'єм експериментальних даних по зносостійкості співвідношень різноманітних конструкційних матеріалів та композиційних покриттів в парах тертя, виражену через залежність інтенсивності лінійного зношування від тиску в спряженні [2].

Разом з тим відсутня математична модель, котра, на базі емпіричних даних, дозволила б розрахувати знос вузла тертя ковзання при різноманітних співвідношеннях матеріалів вала та втулки.

Для визначення зношування спряження „вал-втулка” пропонується розрахункова схема (рис. 1), де деталь  $N_1$  - втулка, що охоплює деталь  $N_2$  -вал.

Початковий радіус втулки -  $R_0$ , початковий радіус вала -  $r_0$ , навантаження на підшипник -  $Q$ , довжина поверхні контакту -  $L$ . Співвідношення матеріалу вала і втулки може змінюватись. Навантаження  $Q$  розподіляється вздовж вісі підшипників рівномірно, вал відносно втулки на перекошується, втулка нерухома, вал обертається відносно до навантаження.

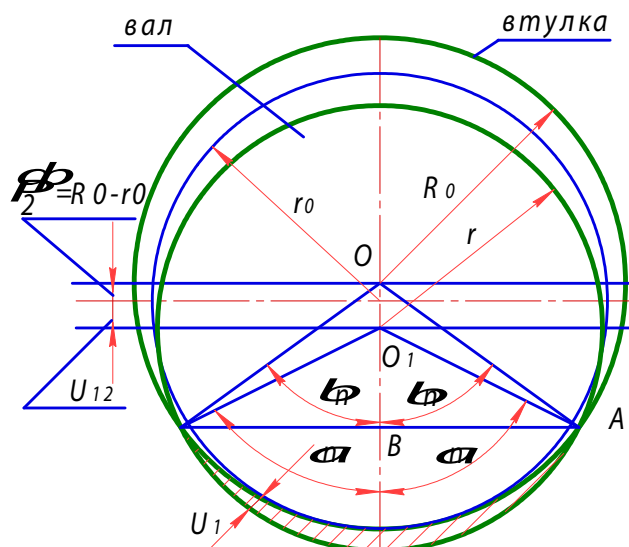


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення зношування спряження вал-втулка

При розрахунку даної моделі приймаємо припущення про відсутність пружного деформування вала і втулки в відповідностях з рекомендаціями роботи [3]. При цьому значно спрощується визначення залежності епюри тиску в зоні контакту від характеру попереднього зношування.

Інтенсивність зношування втулки визначаємо по формулі [3]:

$$I_1 = I_{01} + B_1 p^{v_1}, \quad (1)$$

де  $I_1 = f(p)$  – інтенсивність лінійного зношування втулки в залежності від тиску в парі тертя;

$I_{01}$  – інтенсивність зношування при ординарних умовах;

$$B_1 = \frac{I_{g1} - I_{01}}{p_g^{v_1}},$$

$p$  – тиск в парі тертя ;

$I_{g1}$  - інтенсивність зношування, що відповідає гранично допустимому тиску  $p_g$ ,

в межах якого пара працює стабільно;

$v_1$  – показник ступені, який визначає характер залежності  $I_1 = f\left(\frac{p}{p_g}\right)$  ;

$p_g$  - граничний тиск в парі тертя.

Інтенсивність зношування вала визначали відповідно по формулі:

$$I_2 = I_{02} + B_2 p^{v_2}, \quad (2)$$

де  $I_2 = f(p)$  – інтенсивність лінійного зношування вала в залежності від тиску в парі тертя ;

$I_{02}$  – інтенсивність зношування матеріалу вала при ординарних умовах;

$$B_2 = \frac{I_{g2} - I_{02}}{p_g^{v_2}};$$

де  $v_2$  – показник ступені, який визначає характер залежності  $I_2 = f\left(\frac{p}{p_g}\right)$  .

Позначимо величину зношування втулки, вала і спряження через  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_{1,2}$  відповідно. Величина  $U_{1,2}$  визначає опускання вісі вала (точка  $O_1$  на рис. 1.) за рахунок зношування втулки та вала. Область зношування втулки заштрихована. На втулці утворюється лунка радіусом  $r = r_0 - U_2$  і  $U_0 = U_1(j)$ , де  $0 \leq \alpha \leq \alpha_n$ . Вал зношується по діаметру рівномірно.

По мірі зношування спряження збільшується величина дуги контакту, що визначається кутом  $2\alpha_n$ , значить збільшується і шлях тертя вала за один оберт.

Величини зношування вала за час одного n-го оберту позначимо через  $(U)_n$ ,  $(U_2)_n$  і  $(U_{1,2})_n$ .

Приймаємо слідуєчі припущення по роботі вузла тертя: вповодж одного  $n$ -го оберту кут контакту  $\alpha_n$  і тиск в зоні контакту  $P(\alpha)$  практично не змінюється.

Якщо кут дуги контакту  $2\alpha_n$ , то шлях тертя втулки за один оберт складе:

$$S_1 = 2\pi r . \quad (3)$$

При цьому шлях тертя вала:

$$S_2 = 2r\alpha_n , \quad (4)$$

де  $r$  – радіус вала з урахуванням його зношування за  $n$  оборотів;

$2\alpha_n$  – кут дуги контакту, що відповідає  $n$ -ному оберту вала.

Очевидно з достатньою точністю можна прийняти при визначенні шляху тертя  $r = r_0$ , тоді

$$S_1 = 2\pi r_0 , \quad (5)$$

$$S_2 = 2r_0\alpha_n . \quad (6)$$

Якщо виразити величини  $(U_1)$  і  $(U_2)$  через інтенсивність зношування з урахуванням симетричності епюри  $P = P(\alpha)$ , отримаємо:

$$(U_1)_n = 2\pi r_0 (I_{01} + B_1 P^{V1}(\alpha)) ; \quad (7)$$

$$(U_2)_n = 2r_0 \int_0^{\alpha_n} (I_{02} = B_2 P^{V2}(\alpha)) . \quad (8)$$

Встановимо зв'язок між величинами  $(U_1)_n$ ,  $(U_2)_n$ ,  $(U_{1,2})_n$ . Для цього побудуємо схему дуги контакту вала з втулкою після  $(n-1)$ -го оберту (рис.2). Згідно схеми :  $O$  – вісь втулки,  $O_1$  і  $r$  – положення центру вала і його радіус в момент перед  $n$ -м оборотом,  $O_2$  – центр вала після  $n$ -го оберту. Область зношування втулки за час  $n$ -го оберту заштриховано. За час  $n$ -го оберту кут дуги контакту змінюється від  $2\alpha_{n-1}$  до  $2\alpha_n$ , довжина дуги збільшується на величину  $\Delta L$ . Після  $(n-1)$ -го оберту на дільниці вище точки  $C$  має місце зазор, котрий вибирається на довжині  $\Delta L$  за рахунок зношування втулки.

Встановимо зв'язок між величинами  $(U_1)_n$ ,  $(U_2)_n$ ,  $(U_{1,2})_n$  на відділку нижче точки  $C(0 \leq \alpha \leq \alpha_{n-1})$

$$(U_1)_n = AB = BO_2 - AO_2 .$$

З  $\Delta AO_1O_2$  одержимо:

$$(AO_1)^2 = (AO_2)^2 + (O_1O_2)^2 - 2AO_2O_1O_2 \cos(180^\circ - \alpha) ,$$

$$AO_1 = r ; \quad AO_2 = r - (U_2)_n - (U_1)_n ; \quad O_1O_2 = (U_{1,2})_n .$$

Виходячи з даного розрахунку:

$$r^2 = [r - (U_2)_n - (U_1)_n]^2 + [(U_{1,2})_n]^2 + 2[r - (U_2)_n - (U_1)_n](U_{1,2})_n \cos\alpha . \quad (9)$$

Якщо не враховувати малі величини другого порядку  $[(U_{1,2})_n]^2$ ;  $[(U_2)_n + (U_1)_n]^2$  і  $(U_{1,2})[(U_2)_n + (U_1)_n]^2$ , то з рівняння (9) маємо

$$(U_{1,2})_n = \frac{(U_1)_n(\alpha) + (U_2)_n}{\cos \alpha}. \quad (10)$$

Виразимо  $(U_1)_n$  через  $(U_2)_n$  і  $(U_{1,2})_n$  користуючись рівняннями (7) і (10):

$$(U_1)_n = (U_{1,2})_n \cos \alpha - (U_2)_n = 2\pi r_0 (I_{01} + B_1 P^V 1); \quad (11)$$

звідси

$$P(\alpha) = \left\{ \frac{1}{B_1} \left[ \frac{(U_2)_n \cos \alpha + (U_2)_n}{2\pi r_0} - I_{01} \right] \right\}^{\frac{1}{V}}. \quad (12)$$

Рівняння (12) визначає закон зміни тиску на відділку дуги контакту, що відповідає куту  $2\alpha_{n-1}$ . Якщо знехтувати зношуванням втулки і вала на дуже малому відділку  $\Delta L = 2r(\alpha_n - \alpha_{n-1})$ , то підставляючи вираз (12) в рівняння (8) знайдемо величину зношування за час n-го обороту:

$$(U_2)_n = 2r_0 \int_0^{\alpha_{n-1}} \left\{ I_{02} + B_2 \left[ \frac{1}{B_2} \left( \frac{(U_2)_n \cos \alpha - (U_2)_n}{2\pi r_0} - I_{01} \right) \right]^{\frac{V_2}{V}} \right\} d\alpha. \quad (13)$$

Сумарне зношування вала за n-обертів

$$U_2 = \sum_{k=1}^n (U_2)_k. \quad (14)$$

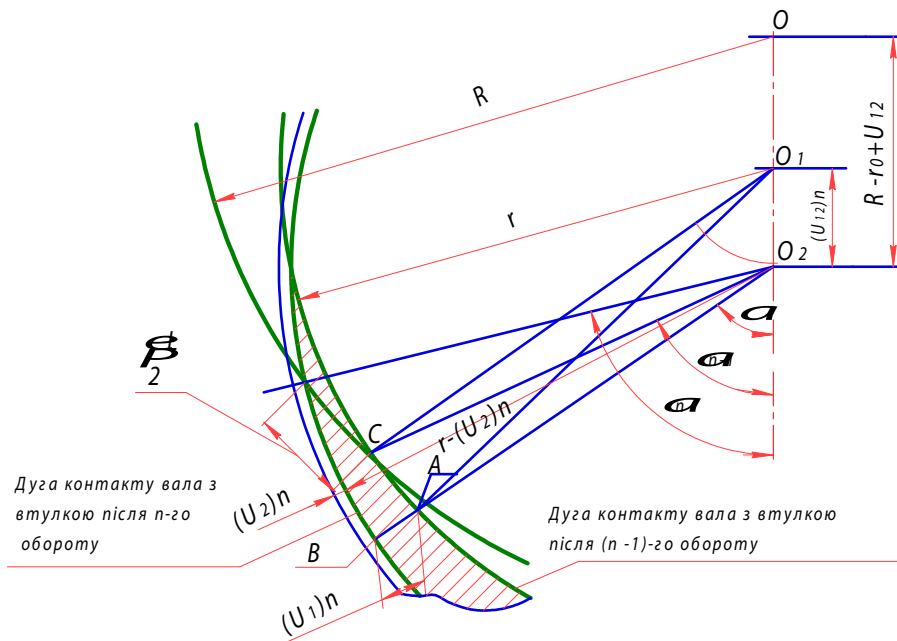


Рисунок 2 – Схема для визначення величин  $(U_1)_n$ ,  $(U_2)_n$ ,  $(U_{1,2})_n$  зношування спряження за n-обертів

$$U_{12} = \sum_{\kappa=1}^n (U_{12})_{\kappa}. \quad (15)$$

Встановимо зв'язок між величинами  $\alpha_n$ ,  $U_2$  і  $U_{1,2}$ . розглянемо трикутники  $ABO_1$  і  $ABO$  (рис. 1). Маємо:

$$AB^2 = R_0^2 - (O_1B + OO_1)^2 = (r_0 - U_2)^2 - O_1B^2.$$

Звідси

$$OB = \frac{R_0^2 + (U_{1,2} + \frac{\Delta}{2})^2 - (r_0 - U_2)^2}{2(U_{1,2} + \frac{\Delta}{2})}.$$

Далі

$$\begin{aligned} \alpha_n - \arccos \frac{O_1B}{I_0 - U_1} &= \arccos \frac{R_0^2 + (U_{1,2} + \frac{\Delta}{2})^2 - (r_0 - U_2)^2}{2(U_{1,2} + \frac{\Delta}{2})(r_0 - U_2)} = \\ &= \arccos \frac{R_0^2 + U_{1,2}^2 + U_{1,2}\Delta - \frac{\Delta^2}{4} - r_0^2 + 2r_0U_2 - U_2^2}{2(U_{1,2} + \frac{\Delta}{2})(r_0 - U_2)} = \\ &= \arccos \frac{2r_0 \left[ U_2 \left(1 - \frac{U_2}{2r_0}\right) + \frac{\Delta}{2} \left(\frac{R_0 + r_0}{2r_0} - \frac{\Delta}{4r_0} + \frac{U_{1,2}}{r_0}\right) \right]}{2(U_{1,2} + \frac{\Delta}{2})(r_0 - U_2 \approx r_0)}. \end{aligned}$$

Якщо прийняти  $1 - \frac{U_2}{2r_0} \approx 1$ ;  $\frac{R_0 + r_0}{2r_0} - \frac{\Delta}{4r_0} + \frac{U_{1,2}}{r_0} \approx 1$ ;  $r_0 - U_2 \approx r_0$ , тоді

$$\alpha_n = \arccos \frac{U_2 + \frac{\Delta}{2}}{U_{1,2} + \frac{\Delta}{2}}. \quad (16)$$

З (15) можна одержати величину сумарного зношування коли відома величина кута контакту  $\alpha_n$

$$U_{1,2} = \frac{\frac{\Delta}{2}(1 - \cos \alpha_n) + U_2}{\cos \alpha_n}. \quad (17)$$

Якщо пружні деформації не враховувати, тоді розподілення контактних тисків повністю визначається характером зношування, дійсне розподілення контактних тисків в початковий момент ( $n=0$ ) не використовується, а використовується лише величина зони контакту. Це припущення приймається з слідуєчих міркувань: вже після кількох

обертів вала в втулці утворюється лунка, після цього розмір площі контакту в даний момент часу не буде залежати від величини навантаження, що прикладається.

Однак величину початкового кута контакту  $\alpha_0$  (при  $n=0$ ) приймаємо рівною куту пружного контакту вала та втулки.

В роботі [4] наведена емпірична формула визначення кута контакту  $\alpha_0$ :

$$\alpha_0 = \text{arctg} 2 \sqrt{\frac{V_1 + V_2}{\Delta/2} \cdot \frac{Q}{L}}, \quad (18)$$

де  $V_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi - A_1}$ ;

$$V_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{\pi - E_2}$$

$\mu$  - коефіцієнт Пуасона ;

$E$  - модуль Юнга.

Далі з урахуванням (17) по куту контакту  $\alpha_0$  визначаємо величину  $(U_{1,2})$  початкового зближення вісей втулки і вала за рахунок пружних деформацій:

$$(U_1)_0 = (U_{1,2})_0 = \frac{\Delta(1 - \cos \alpha_0)}{2 \cos \alpha_0}. \quad (19)$$

Складемо рівняння статки для вибраної моделі спряження:

$$\frac{Q}{L} = 2r_0 \int_0^{\alpha_n} P(\alpha) \cos \alpha d\alpha. \quad (20)$$

Таким чином одержано систему рівнянь(12), (13), (14), (15), (16) і (20) при початкових умовах (18), вирішивши яку можна знайти невідомі величини  $P$ ;  $(U_2)_n$ ;  $(U_{1,2})_n$ ;  $\alpha_n$ ;  $U_2$ ;  $U_{1,2}$ .

Система рівнянь розбивалась на три групи:

1 група

$$\left. \begin{aligned} P(\alpha) &= \left\{ \frac{1}{B_1} \left[ \frac{(U_n)_n \cos \alpha - (U_2)_n}{2\pi r_0} - I_{01} \right] \right\}^{1/\nu_1} \\ (U_2)_n &= 2r_0 \int_0^{\alpha_n} \left\{ I_{02} + B_2 P(\alpha)^{\nu_2} \right\} d\alpha \\ 2r_0 \int_0^{\alpha_n} P(\alpha) \cos \alpha \cdot d\alpha &= \frac{Q}{L} \end{aligned} \right\} (21)$$

2 група

$$\alpha_n = \arccos \frac{U_2 + \frac{\Delta}{2}}{U_{1,2} + \frac{\Delta}{2}}; \quad (22)$$

3 група

$$\left. \begin{aligned} U_2 &= (U_2)_n + \sum_{\kappa=1}^{n-1} (U_2)_{\kappa} \\ U_{12} &= (U_{12})_n + \sum_{\kappa=1}^{n-1} (U_{12})_{\kappa} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Систему (21) приводимо до ітераційного виду:

$$\left\{ \begin{aligned} (U_{12})_n^i &= (U_{12})^{i-1} + K \left\{ \frac{Q}{Lr_0} (2\pi r_0 B_1)^{1/\nu_1} - 2 \cdot \int_0^{\alpha_{n-1}} [(U_{12})_n^{i-1} \cos \alpha - \right. \\ &\left. - (U_2)_n^{i-1} - 2\pi r_0 I_{01}]^{1/\nu_1} \cos \alpha d\alpha \right\} \\ (U_2)_n^i &= 2r_0 I_0 2\alpha_{n-1} + \frac{2r_0 B_2}{(2\pi r_0 B_1)^{\nu_2/\nu_1}} \int_0^{\alpha_{n-1}} [(U_{12})_n^{i-1} \cos \alpha - \\ &\left. - (U_2)_n^{i-1} - 2\pi r_0 I_{01}]^{\nu_2/\nu_1} d\alpha \end{aligned} \right. \quad (24)$$

Коефіцієнт К підбирається з ціллю отримання найбільшої швидкості сходимості ітераційного процесу.

Рішення продовжуємо до тих пір, поки не виконаються наступні умови:

$$\left\{ \begin{aligned} \left| 1 - \frac{(U_{12})_n^i}{(U_{12})_n^{n-1}} \right| &\leq 10^{-4} \\ \left| 1 - \frac{(U_2)_n^i}{(U_2)_n^{n-1}} \right| &\leq 10^{-4} \end{aligned} \right. \quad (25)$$

Після цього визначаються нові значення абсолютних величин зношень по рівнянням (23) для К обертів.

В результаті спрацювання вала та втулки за n-ий оберт вала кут  $\alpha_{n-1}$  зміниться. Нове значення кута  $\alpha_n$  отримуємо з співвідношення (22).

Після цього знову визначаються зношення на наступному оберті і т.д.

На основі розробленої математичної моделі створена програма розрахунку зношення вузла тертя з застосуванням ПЕВМ (рис.3)

**Висновок.** Створена модель зношення вузла тертя ковзання, що надає можливість на стадії проектування прогнозувати його зносостійкість та довговічність.

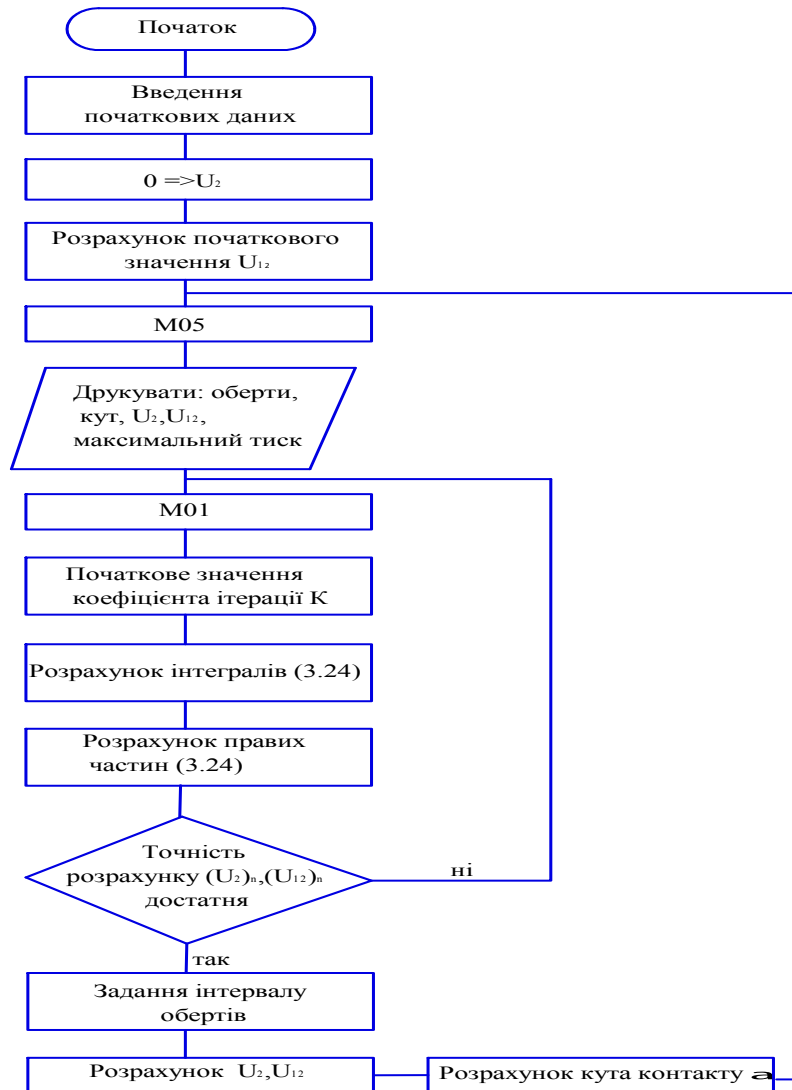


Рисунок 3 – Блок-схема програми розрахунку підшипника ковзання

## Список літератури

1. Беркович И.И., Громаковский Д.Г. Трибология. Самар. гос. техн. ун-т. Самара, 2000. 268 с.
2. Доучаева Е.Н. Износостойкость конструкционных материалов с различными видами упрочнения // Сб. науч. тр. «НИИ тракторосельхозмаш». – М.: Машгиз. – 1981. – С. 24-29.
2. Усов П.П. Теоретическое исследование напряженного состояния пары вал-втулка с учетом износа. // Машиноведение. – 1987. – №2. – С. 80 - 87.
3. Милов А.Б. О вычислении контактной жесткости цилиндрических соединений. // Проблемы прочности. – 1973. – №1. – С. 70 - 72.

В статье разработана математическая модель изнашивания узла трения скольжения в зависимости от соотношений многообразных конструкционных материалов и покрытий, с выражением износостойкости через интенсивность линейного изнашивания в зависимости от давления в паре трения.

In the article the developed mathematical model of wear of knot of sliding friction depending on correlations of the varied constructions materials and coverages, with expression of wearproofness through intensity of linear wear depending on pressure in the pair of friction.

Г.О. Глобенко, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,  
В.Ф. Гамалій, проф., д-р фіз.-мат. наук  
Кіровоградський національний технічний університет

## Підвищення ефективності подрібнення вівсяної і ячмінної лузги

У цій статті розглянуто питання ефективності подрібнення лузги.  
лущення, кормосуміш, лузга, подрібнення

Виробництво круп обумовлюється виходом чистого ядра та відходів (лузги), а отримана в результаті лушення зерна круп'яних культур лузга потребує вторинної переробки. Найбільш ефективно використовувати її для виробництва кормових сумішей. Однак при переробці лузги виникає цілий ряд проблем. По-перше лузгу необхідно подрібнювати, так як в подрібненому стані вона краще засвоюється тваринами. Крім того, при гранулюванні кормосумішей з цілою лузгою неможливо отримати міцні гранули. По-друге, подрібнення лузги потребує значних енергозатрат, а розмір часток при цьому залишається досить великим. В зв'язку з цим нами було вивчено фізичні властивості і методи подрібнення лузги.

Таблиця 1 – Фізичні властивості ячмінної і вівсяної лузги

№ п/п	Показники	Вид лузги	
		ячмінна	вівсяна
1	Об'ємна маса, $кг/м^3$	244,0	191,0
2	Кут природного нахилу, <i>град.</i>	49	47
3	Коефіцієнт внутрішнього тертя	4,2	5,1
4	Коефіцієнт зовнішнього тертя (по оцінкованій блясі)	2,3	3,0
5	Щільність, $г/см^3$	0,79	0,85
6	Вологість, %	7,9	7,5

Як видно, лузга є занадто важкосипучим компонентом кормової суміші. Наприклад, такі показники як кут обрушення і сипучість навіть не вдається визначити.

При подрібненні вівсяної і ячмінної лузги в молотковій дробарці А1-ДДР відмічено зниження продуктивності дробарки до 2,1 і 2,3  $т/год$ , а також різке збільшення енергозатрат до 29,7 і 31,3  $кВт/т$  відповідно. Крім того досягнути високої якості подрібнених компонентів не вдалось, середньовиважений розмір часток склав: для вівсяної лузги – 2,92  $мм$ , а для ячмінної - 3,06  $мм$ . Для покращення умов подрібнення лузги нами було прийнято рішення обробляти її в суміші із зерновою масою. На рис.1 представлені результати подрібнення вівсяної лузги в суміші із зерном кукурудзи, ячменю, вівса і пшениці. Як видно, при збільшенні долі вівсяної лузги в складі суміші із зерном зменшується середньовиважений розмір часток подрібнюваної суміші. Однак, збільшення долі лузги більше 50% (за виключенням суміші із зерном кукурудзи) призводить до погіршення умов подрібнення. На рис.2 представлені результати подрібнення ячмінної лузги в суміші із зерном кукурудзи, пшениці і вівса.

Як видно, збільшення долі ячмінної лузги призводить до збільшення середньовиваженого розміру часток подрібнених сумішей.

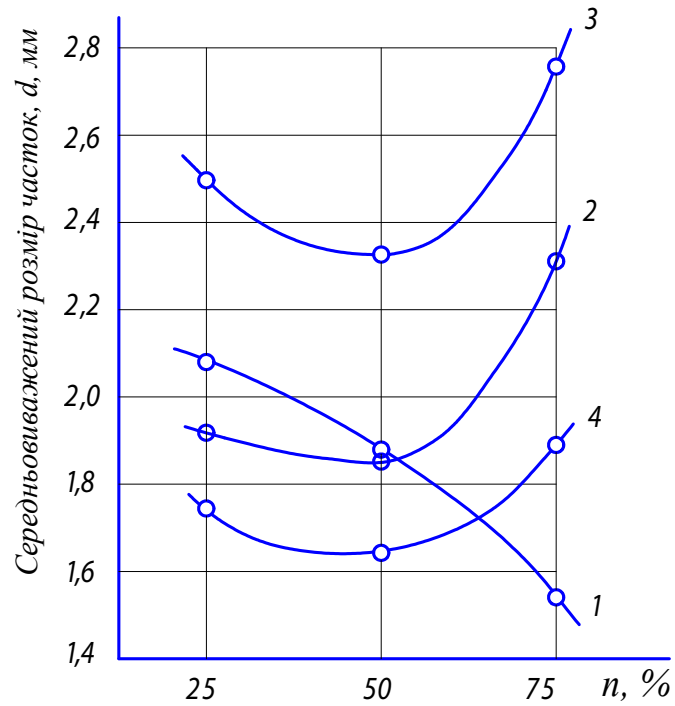


Рисунок 1 – Залежність середньовиваженого розміру часток від кількості вівсяної лузги в суміші із зерном кукурудзи (1), ячменю (2), вівса (3) і пшениці (4) при подрібненні сумішей в молотковій дробарці А1-ДДР на ситі з діаметром отворів 3,0 мм.

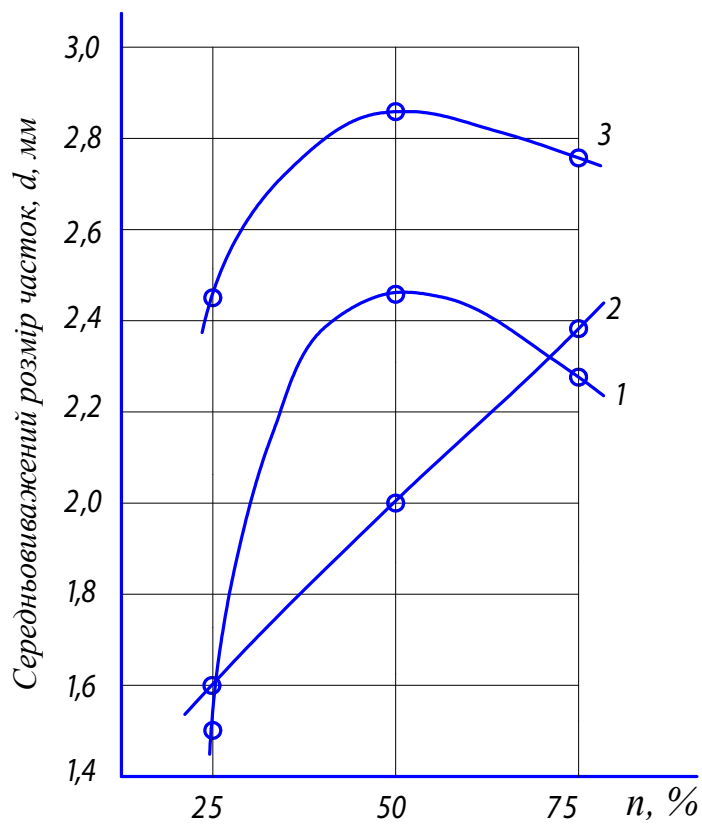


Рисунок 2 – Залежність середньовиваженого розміру часток від кількості ячмінної лузги в суміші із зерном кукурудзи (1), пшениці (2) і вівса (3) при подрібненні сумішей в молотковій дробарці А1-ДДР на ситі з діаметром отворів 3,0 мм.

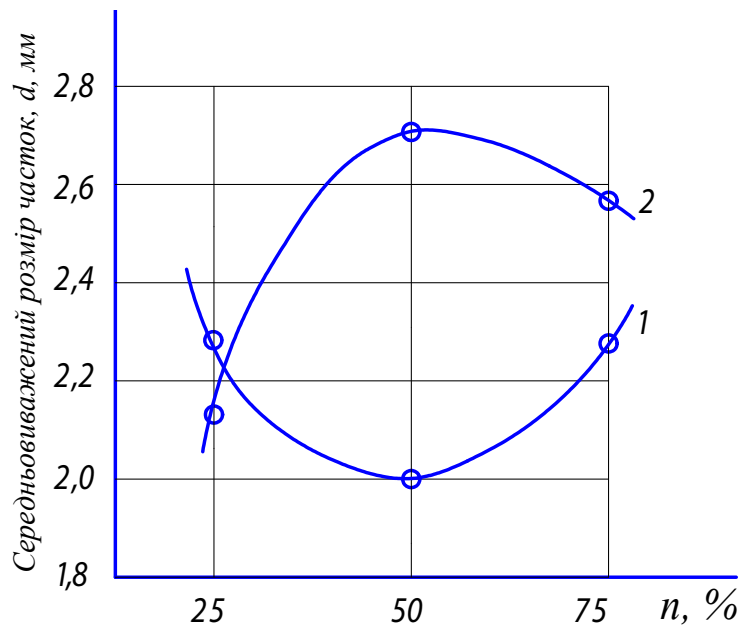


Рисунок 3 – Залежність середньовиваженого розміру часток від кількості вівсяної (1) і ячмінної (2) лузги в суміші із зерновідходами при подрібненні в молотковій дробарці А1-ДДР на ситі з діаметром отворів 3,0 мм.

Таким чином, вівсяна лузга подрібнюється більш «тонко» в складі із зерном в співвідношенні 50:50, а ячмінна більш ефективно подрібнюється в співвідношенні 25:75 відповідно. Отримані результати підтверджуються дослідженнями в ході яких подрібнювали вівсяну і ячмінну лузгу в складі суміші із зерновідходами (рис.3). В табл.2 наведено розроблений рецепт кормової суміші, в складі з ячмінною і вівсяною лузгою на Кіровоградському комбінаті хлібопродуктів №2.

Таблиця 2 – Розрахунок поживності кормової суміші з лузгою із відходів виробництва Кіровоградського комбінату хлібопродуктів №2

№ п/п	Компоненти	% вводу в рецепт	Показники, %					
			Протеїн		Клітчатка		Жир	
			в компоненті	в рецепті	в компоненті	в рецепті	в компоненті	в рецепті
1	Зерновідходи + лузга	41,0	12,7	5,21	12,3	5,04	2,6	1,02
2	Подрібнені качани кукурудзи	18,25	11,6	2,11	33,3	0,60	1,8	0,32
3	Побічні продукти	32,40	10,7	3,46	22,5	7,29	1,2	0,38
4	Аспіраційні відноси елеватору	0,36	5,6	0,02	22,6	0,08	1,2	0,004
5	Аспіраційні відноси комбикормового заводу	5,10	9,7	0,49	3,4	0,17	3,1	0,15
6	Відходи після обробки мішкотари	0,39	10,5	0,04	1,9	0,007	3,5	0,01
7	Крейда	1,0	-	-	-	-	-	-
8	Сіль	0,50	-	-	-	-	-	-
9	Премікс	1,0	15,0	0,15	9,0	0,09	4,2	0,042
Всього		100						

Враховуючи відповідне ефективне співвідношення компонентів подрібнених сумішей представляється найбільш цільовим – 9,8% вівсяної лузги перероблювати в суміші з 9,8% зернових відходів, що забезпечить їх співвідношення 50 : 50. Переробка 9,8% ячмінної лузги із залишковими 22,9% зерновідходів забезпечить співвідношення 29,9 : 70,1.

Таким чином, розподіл подрібнюваних зерновідходів для переробки з вівсяною і ячмінною лузгою забезпечить співвідношення в суміші 50 : 50 і 29 : 71, що і дозволить максимально подрібнювати лузгу для виробництва високопоживних кормових сумішей.

## Список літератури

1. Бутковский В.А., Мельников Е.М. Технология мукомольного, крупяного и комбикормового производства. – М.: Агропромиздат, 1989. – 464с.
2. Побочные продукты - в кормовые смеси / Г.А. Глобенко, Б.В. Егоров, И.К. Чайка и др. // Комбикормовая промышленность 1990 - №5, С. 33-36.
3. Г.О. Глобенко, М.О. Свірень. Технологічні основи виробництва кормових сумішей і їх економічна доцільність в управлінні ресурсозбереженням / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 36. – Кіровоград, 2006. – С.101.

В этой статье рассмотрен вопрос эффективности измельчения лузги.

The question of efficiency grinding down of husk is considered in this article.

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,  
Г.О.Глобенко, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, інж., Д.І. Петренко, асп.  
Кіровоградський національний технічний університет

## Енергетична оцінка процесу шелушіння зволоженого зерна в роторно-лопасній машині

У статті приведено розрахунок визначення сумарної витратної потужності на шелушіння зерна в роторно-лопасних машинах типу У1-БШР для будь-якого зерна різної вологості.  
**потужність, шелушіння, роторно-лопасна машина**

За останній час для шелушіння зволоженого зерна в мукомельній, круп'яній, комбикормовій промисловості знаходять використання роторно-лопасні машини [1], [2]. Для їхнього вдосконалення з ціллю підвищення ефективності і зниження питомої енергоємності процесу шелушіння необхідне знання взаємозв'язку конструктивно-кінематичних параметрів машини та її енергетичних показників.

В процесі шелушіння зерна в робочій зоні машини з дросельно-випускним пристроєм витрачену потужність сумарно можна представити у вигляді:

$$N_p = N_1 + N_2,$$

де  $N_1$  – потужність, необхідна для відносного переміщення зерна, утворення між зернового тиску в робочій зоні і подолання пошарового тертя зернової маси в процесі її обробки;

$N_2$  – потужність, витрачена на подолання тертя зерна об клапан на виході із машини.

Для визначення вказаних складових необхідної потужності розглянемо силову напругу лопатки при роботі шелушіння (рис. 1). Виділимо діючі сили  $P_0$  – паралельно вісі машини і  $P = P_0 \cdot \text{ctg}(\alpha + \beta)$  – в площині обертання лопатки.

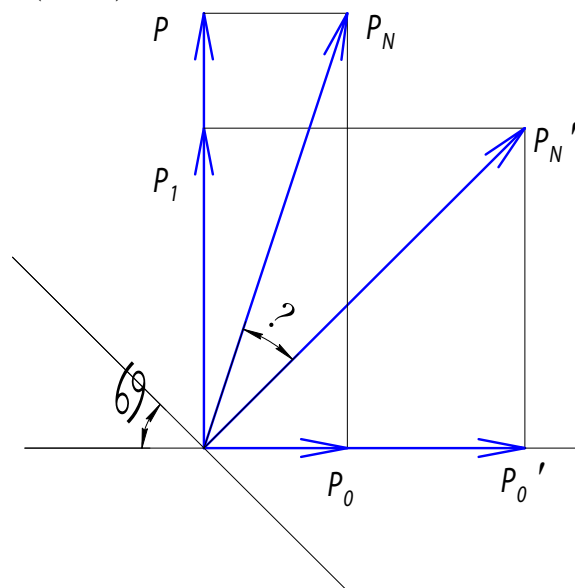


Рисунок 1 – Схема навантаження лопатки ротора

Допускаючи, що середнє значення колової і осьової швидкостей зернівок, контактуючих з площиною лопатки відповідно рівні:

$$V_{\bar{p}} = \omega_p \cdot R_{cp} \text{ і } V_{\bar{o}} = V_{\bar{p}} \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \alpha,$$

де  $\rho$  і  $\mu$  - відповідно кут і коефіцієнт тертя зернівок об лопатку.

$$\text{Знаходимо, що } N_{\bar{1}} = P_{\bar{0}} \cdot V_{\bar{0}} + P \cdot V_{\bar{p}}.$$

Ефективність процесу шелушіння визначають  $q_{\bar{n}}$ , Н/м<sup>2</sup> і  $q_{\bar{o}\bar{c}}$ , Н/м<sup>2</sup> радіального (нормального) і осьового зернових тисків. Оскільки ці величини можуть бути визначені експериментальним шляхом, раціонально в якості аргументів при визначенні  $N_{\bar{p}}$ .

Безпосередній вимір радіального (нормального) міжзернового тиску, який сприймається обичайкою машини показує, що величина  $q_{\bar{n}}$  збільшується по мірі переміщення зерна від входу в робочу зону до виходу через дросельний вихідний пристрій. Побічне таке явище підтверджує і характер розподілу виходу відходів шелушіння по довжині робочої зони шолушача.

В кожному перетину робочої зони поява в радіальному напрямі  $q_{\bar{n}}$  обумовлено осьовим тиском  $q_{\bar{o}\bar{c}}$ , який в  $1/\zeta$  раз більший радіального, тобто:

$$q_{\bar{n}} = q_{\bar{o}\bar{c}} \cdot \zeta,$$

де  $\zeta$  - коефіцієнт поперечної деформації.

Проектуємо на горизонталь діючі на елементарний об'єм сили:

$$S_{p_3} d(q_{oc})x - dF_{mp} = 0, \quad (1)$$

де  $S_{p_3}$  - площа поперечного перетину робочої зони;

$dF_{mp}$  - прирощення всіх сил тертя, діючих на елементарний об'єм зернової маси, Н.

Приріст сил тертя по периметрах шарів розглянутого елементарного об'єму рівна:

$$dF_{mp} = \sum_{i=1}^{n-1} \Pi_i(q_n) \cdot x \mu' + \Pi_{заг}(q_n) \cdot x \mu'', \quad (2)$$

де  $\mu'$ ,  $\mu''$  - відповідно коефіцієнти внутрішнього тертя зернівок і тертя їх об перфоровану поверхню обичайки;

$\Pi_i$  - периметр і-го шару зерна;

$\Pi_{заг}$  - периметр шару зерна, контактуючого з поверхнею обичайки.

Оскільки  $\mu'$  і  $\mu''$  близькі по значенню (0,7...0,6), вираз (2) можна спростити:

$$dF_{mp} = \sum_{i=1}^n \Pi_i \cdot (q_n) \cdot x \cdot \mu_{сер}.$$

Підставляючи значення  $dF_{mp}$  в рівняння (1) отримаємо:

$$S_{p_3} d(q_{oc})x = \mu_{сер}(q_n)x \sum_{i=1}^n \Pi_i. \quad (3)$$

Замінюючи значення  $(q_{oc})x$  через  $\frac{1}{\zeta x}(q_n)x$  і перетворюючи рівність (3) отримаємо:

$$d(q_n)x = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i}{S_{p_3}} \cdot \mu_{сер} \zeta x dx. \quad (4)$$

Після розділення перемінних це рівняння прийме вигляд:

$$\frac{d(q_n)x}{(q_n)x} = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i}{S_{p_3}} \cdot \mu \cdot \zeta x dx. \quad (5)$$

При ступені пресування деревини 20...30%, значення  $\zeta$  коливається по висоті пресуємого матеріалу в межах 3...4% [3], його приймають і при пресуванні виноградної деревини умовно постійним по довжині робочої камери шнекового пресу [4].

Тензометричні зміни значень  $q_n$  і  $q_{oc}$  в чотирьох точках (рис.2) в процесі досліджень, використовуючи блок-схему, яка складається із стабілізатора С-0,5, випрямляча, чотирьохканального тензометричного підсилювача ТУ-4 і мілівольтметра, дозволяє отримати розрахункові значення  $\zeta$ .

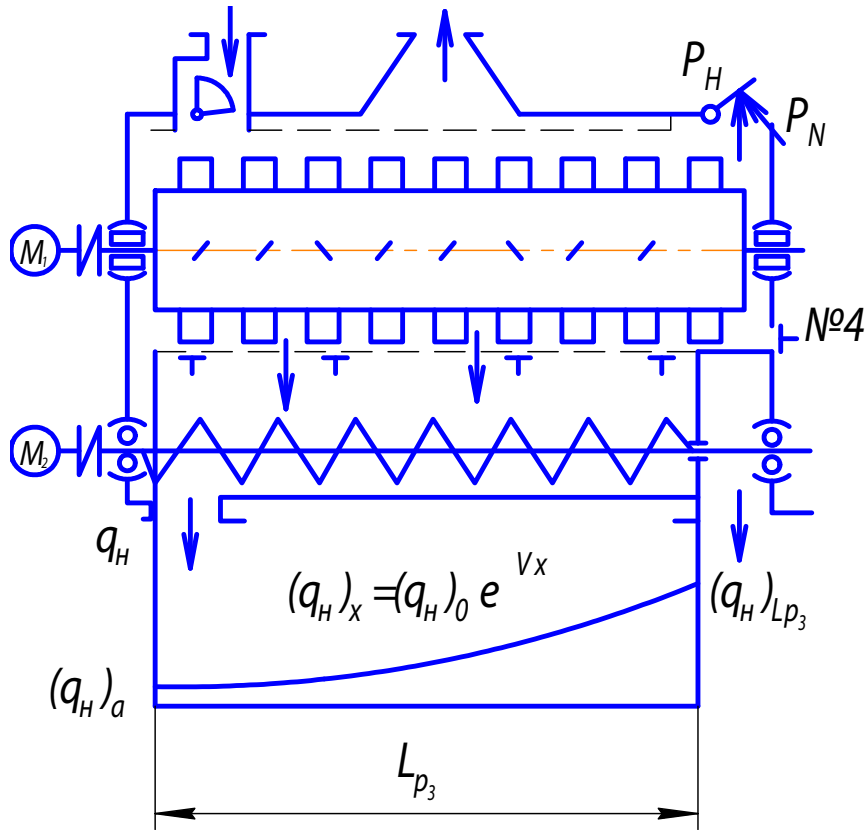


Рисунок 2 – Розподілення міжзернового тиску по довжині робочої зони машини

Так як відносні відхилення вирахованих значень  $\zeta$  в 4-х точках не перевищує 15%, то в подальших судженнях можемо припустити, що  $\zeta = 0,45 = const$ .

Тоді для даного сорту зерна величина:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\Pi_i}{S_{p_3}} \cdot \mu_{cp} \cdot \zeta = V = const.$$

інтегруючи вираз [5], отримаємо:

$$l_n = (q_n)x = V_x + C.$$

При початкових умовах:

$$x = 0, (q_n)x = (q_n)0 \text{ і } C = \ln(q_n)0.$$

Отже

$$\ln \frac{(q_n)x}{(q_n)0} = V_x \quad \text{або} \quad \frac{(q_n)x}{(q_n)0} = l^{V_x},$$

$$(q_n)x = (q_n)0 l^{V_x} \quad \text{і} \quad (q_{oc})x = (q_{oc})0 l^{V_x}. \quad (6)$$

Тоді зусилля  $P$  і  $P_c$  можна виразити через опосереднення по довжині робочої зони  $\alpha_{p3}$  питомий осьовий тиск зернової маси:

$$q = \frac{1}{\alpha_{p3}} \int_0^{\alpha_{p3}} (q_{oc}) l^{V_x} = \frac{1}{\alpha_{p3} V} (q_{oc})_0 l^{V \alpha_{p3}}.$$

Звідси потужність, яка необхідна для переміщення зерна, виходячи із необхідності утворення визначеного питомого осьового тиску зернової маси і подолання пошарового тертя в результаті якого в основному відбувається відділення оболонки, з урахуванням конструктивних розмірів елементів лопатного ротора буде:

$$N_1 = \frac{1}{V \alpha_{p3}} (q_{oc})_0 \cdot l^{V \alpha_{p3}} \cdot \epsilon_i \cdot h_l \cdot R_{cp} \cdot \omega_p \times \left\{ \begin{array}{l} Z_m [(\sin \alpha_m - \mu \cos \alpha_m) \cdot \sin \alpha_n \cos \alpha_m + \cos \alpha_m (\alpha_m + \rho)] - \\ - Z_0 [(\sin \alpha_0 - \mu \cos \alpha_0) \cdot \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 + \cos \alpha_0 \cdot ctg(\alpha_0 + \rho)] \end{array} \right\}, \text{ Вт.}$$

де  $i$ ,  $\epsilon_i$ ,  $h_l$ ,  $R_{cp}$ ,  $Z_m$ ,  $Z_0$ ,  $\alpha_m$ ,  $\alpha_0$  - відповідно число заходів гвинтової лінії, утворюваної лопатками; ширина і висота лопатки; середній радіус лопаток; кількість транспортуючих і відбиваючих лопаток в одному заході гвинтової переривистої лінії; кути атаки лопаток.

$$N_2 = \mu \cdot P_N \cdot V_p, \quad (7)$$

де  $P_N = P_H \cos \alpha_\kappa = (q_{oc})_0 \cdot l^{V p3} \zeta \cdot k_1 \cdot S_{p3} \cos \alpha_\kappa$ ;

$\alpha_\kappa$  - кут відкриття випускного клапану, який залежить від маси на ньому, град.

$k_1 \frac{S_\kappa}{S_{p3}}$ ;  $S_\kappa$  - площа поперечного перетину випускного клапану, м<sup>2</sup>.

З врахуванням значення колової швидкості  $V_p$  вираз (7) можна представити у вигляді:

$$N_2 = (q_{oc})_0 \cdot l^{V \alpha_{p3}} \zeta \cdot \mu \cdot k_1 \cdot S_{p3} \cdot i \cdot \epsilon_i \cdot h_l \cdot R_{cp} \cdot \omega_p \times [Z_m \cos \alpha_m \cdot ctg(\alpha_m + \rho) + Z_0 \cos \alpha_0 \cdot ctg(\alpha_0 + \rho) \cos \alpha_\kappa]$$

Таким чином сумарно витратна потужність на шелушіння зерна в роторно-лопатних машинах типу У1-БШР може бути визначена для любого зерна різної вологості із виразу:

$$N_p = \frac{1}{V \alpha_{p3}} (q_{oc})_0 l^{V \alpha_{p3}} i \cdot \epsilon_i \cdot h_l \cdot R_{cp} \cdot \omega_p \times \{ Z_m \cdot [(\sin \alpha_m - \mu \cos \alpha_m) \cdot \sin \alpha_m \cos \alpha_m + \cos \alpha_m ctg(\alpha_m + \beta)] + Z_0 (\sin \alpha_0 - \mu \cos \alpha_0) \cdot Z_0 (\sin \alpha_0 - \mu \cos \alpha_0) \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 + \cos \alpha_0 ctg(\alpha_0 + \beta) \} + \mu \cdot \zeta \cdot k_1 S_{p3} [Z_m \cos \alpha_m \cdot ctg(\alpha_m + \beta) + Z_0 \cos \alpha_0 \cdot ctg(\alpha + \beta) \cos \alpha_\kappa]$$

### Висновки:

1. Продуктивність, необхідна для процесу шелушіння зволоженого зерна в роторно-лопатній машині при однаковому способі його підготовки, залежить, основним чином, від кутової частоти обертання лопатного ротора, загальної кількості лопаток, їх розміру і куту атаки, а також площини поперечного перетину робочої зони та маси ваги клапану.

2. При однакових конструктивних параметрах і технологічної ефективності, питома енергоємність процесу обумовлюється кутовою частотою обертання лопасного ротора і масою ваги клапана, тобто кутом його відкривання від якого залежить пропускна можливість машини.

## Список літератури

1. Демский А.В., Птушкина Г.Е., Борискин А.М. Комплектное обслуживание мукомольных заводов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 286 с.
2. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. Под ред. д.т.н. проф. А.Я. Соколова. – М.: Пищепромиздат, 1960. – 742 с.
3. Хуторянский П.Н. Прессование древесины. – М.: Легкая промышленность, 1964. – 214 с.

В статье приведен расчет определения суммарной расходной мощности на шелушение зерна в роторно-лопасных машинах типа У1-БШР для любого зерна разной влажности.

In the article the calculation of determination of total expense power is resulted on grinding down grains in rotor machines as U1-bshr for any grain of different humidity.

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, А.А. Матвиенко, инж.,  
Т.В. Руденко, канд. техн. наук, В.В. Русских, канд. техн. наук  
Кировоградский национальный технический университет

## Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ

Разработана математическая модель торцевых радиально направленных утечек рабочей жидкости шестеренного насоса путем определения эквивалентного угла зоны высокого давления и эквивалентного радиуса кольцевого торцевого зазора, что отвечает прерывистому профилю шестерен.  
**шестеренный насос, торцевой зазор, торцевые утечки, переходная зона, постоянная зона высокого давления, переменная зона высокого давления**

Базовой моделью торцевых радиально направленных утечек (ТРН) является выражение, полученное А.Ф. Осиповым [1] для случая двух колец, сопрягающихся своими торцами, одно из которых вращается с постоянной угловой скоростью:

$$Q_{\text{кольца}} = \left[ \Delta P - \frac{3\rho \cdot \omega^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}}, \text{ мм}^3/\text{с}, \quad (1)$$

где  $\frac{3\rho \cdot \omega^2}{20} (R^2 - r^2)$  – центробежная составляющая, препятствующая утечкам;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$R$  – внешний радиус кольца, м;

$r$  – внутренний радиус кольца, м;

$\mu$  – динамическая вязкость, Па·с.

Применяя эту модель к шестеренным насосам, мы можем пренебречь центробежной составляющей, поскольку  $\frac{3\rho\omega^2}{20} (R^2 - r^2) \ll \Delta P$ , а также заменить полный угол кольца  $2\pi$  некоторым углом  $\Delta\beta$ , на котором происходят утечки:

$$Q_{\text{кольца}} = \Delta P \cdot \frac{\Delta\beta \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}}, \text{ мм}^3/\text{с}. \quad (2)$$

А.Ф. Осипов [1] не ставил своей целью адаптировать зависимость (1) к нуждам расчета ТРН утечек шестеренного насоса, а поэтому целью настоящего исследования является разработка математической модели торцевых радиально направленных утечек рабочей жидкости в сопряжении шестерен с втулками шестеренного насоса.

Объект исследования – внутренние утечки рабочей жидкости через торцевой зазор шестеренного насоса типа НШ, протекающие в радиальном направлении.

Предмет исследования – разработка и исследование математической модели радиально направленных утечек рабочей жидкости через торцевой зазор шестерен с втулками шестеренного насоса.

Прежде чем перейти к изложению материала, отметим ряд особенностей разрабатываемой математической модели торцевых радиально направленных утечек рабочей жидкости шестеренного насоса.

Первой особенностью является то, что зона высокого давления не распространяется по всему периметру окружности, а составляет только часть ее.

Вторая особенность состоит в том, что протяженность камеры высокого давления является величиной переменной, зависящей от фазы поворота шестерен насоса.

Третья заключается в том, что вращающееся "кольцо-шестерня" по своей конфигурации не является кольцом, а представляет собой прерывистую зубчатую поверхность, т.е. поверхность с переменным радиусом, что во многом является определяющим для ТРН утечек.

В качестве радиуса внешнего кольца все исследователи в формулу подставляли радиус окружности впадин  $R_i$ .

Относительно угловой протяженности зоны высокого давления у исследователей нет определенного мнения. Большинство исследователей следуют мнению авторов работы [2], которые рекомендуют в качестве угла подставлять величину  $(\beta_{наг} + \beta_{вс})$ . Для шестеренных насосов с удлиненной зоной высокого давления такая сумма будет равна без малого  $2\pi$ , поскольку в области зацепления зоны высокого давления разделяются в точке, а в переходной зоне их разделяет вершинка зуба. Однако разные авторы подставляют самые разнообразные значения в интервале от  $100^\circ$  до  $310^\circ$ .

Рассмотрим условия протекания торцевых радиально направленных утечек на примере шестеренного насоса НШ-32УКФ-3. Следует отметить, что характер и направленность ТРН утечек прежде всего обуславливается конструкцией втулки и шестерни. В частности, как видно из рисунка 1 втулка насоса НШ-32УКФ-3 имеет кольцевую канавку (КК) и канавку охлаждения (КО), которая напрямую соединяет кольцевую канавку втулки с камерой всасывания. В связи с этим, за внутренний радиус кольца в выражении (2) следует принимать не радиус цапфы шестерни, а внешний радиус кольцевой канавки, который в насосе НШ-32УКФ-3 равен  $r = 18$  мм. Таким образом, схему ТРН утечек можно представить в виде рисунка 1.

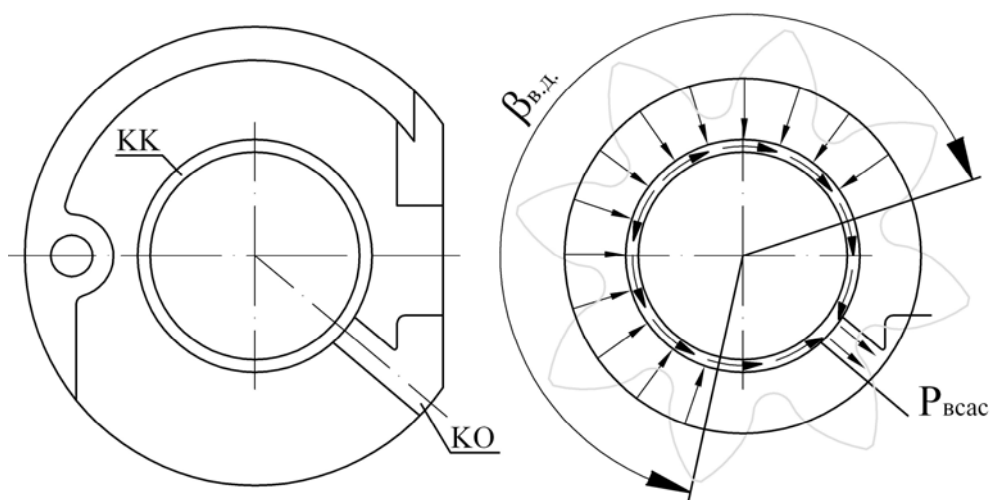


Рисунок 1 – Конструкция втулки и схема торцевых радиально направленных утечек

Разрабатывая математическую модель ТРН утечек рабочей жидкости в шестеренном насосе, следует учитывать, что утечки являются периодической функцией, зависящей от шестерни и от фазы ее поворота. Это объясняется тем, что профиль шестерен отличен от цилиндрической поверхности, т.е. имеют прерывистый характер, а фазы поворота ведущей и ведомой шестерни различны.

За начало цикла принимаем момент смены пары уплотняющих зубьев, то есть момент, когда защемленный объем, находящийся между двумя парами зубьев, дошел до своего минимального значения. В шестеренных насосах с одинаковыми шестернями этот момент наступает в середине существования защемленного объема. Таким образом, если угловая протяженность существования защемленного объема выражается как  $\varphi_{з.об} = \frac{2\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)$ , то для определения угла начала цикла, нужно к углу, соответствующему моменту образования новой пары зубьев прибавить угол, равный  $\frac{\varphi_{з.об}}{2} = \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)$ .

Как отмечено выше зона высокого давления шестеренного насоса является переменной величиной, которую можно представить в виде трех слагаемых (рис. 2):

$$\Delta\beta(\varphi_{нов}) = \Delta\beta_{пост} + \Delta\beta_{о.з.}(\varphi_{нов}) + \Delta\beta_{н.з.}(\varphi_{нов}), \quad (3)$$

где  $\Delta\beta_{пост}$  – угол постоянной зоны высокого давления, рад;

$\Delta\beta_{о.з.}$  – угол переменной зоны высокого давления в области зацепления, рад;

$\Delta\beta_{н.з.}$  – угол переменной зоны высокого давления в переходной зоне, рад.

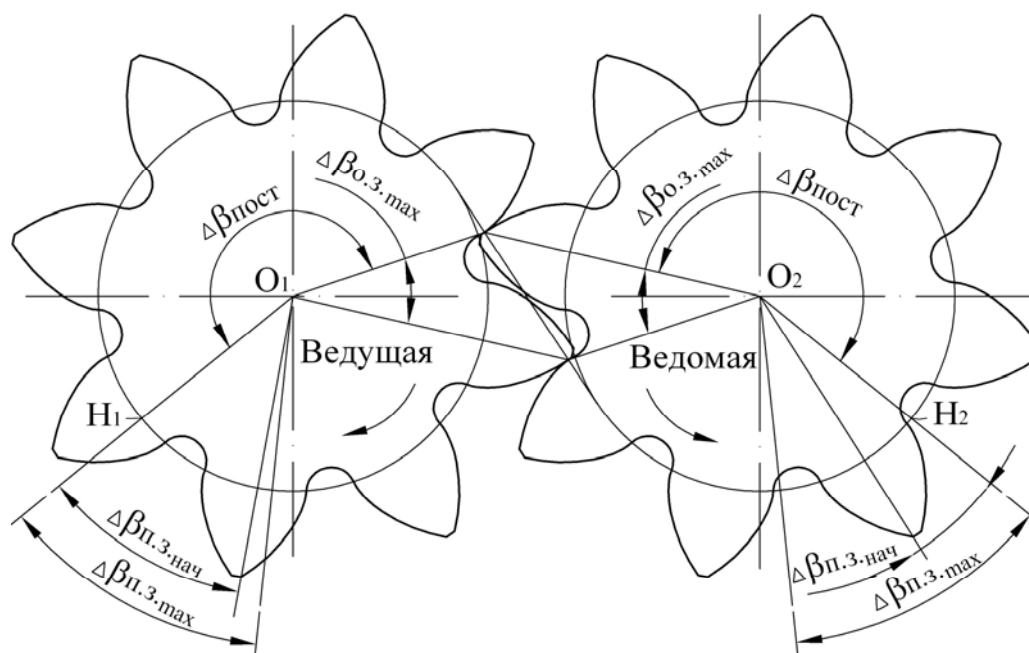


Рисунок 2 – Зоны высокого давления ведущей и ведомой шестерен на примере насоса НШ-32УКФ-3

В зоне высокого давления существует определенный участок, который остается неизменным при работе насоса. Угол, соответствующий этому участку назовем углом постоянной зоны высокого давления  $\Delta\beta_{пост}$  (рис. 2). Он распространяется от точки разделения камер высокого и низкого давления в области зацепления в момент смены пары уплотняющих зубьев до точки конструктивного завода высокого давления (точки  $H_1, H_2$ ).

Угол переменной зоны высокого давления в области зацепления  $\Delta\beta_{о.з.}$  в начальный момент цикла равен нулю и за угол поворота шестерни  $\frac{2\pi}{z}$  доходит до своего максимального значения  $\Delta\beta_{о.з.-max}$  (см. рис. 2), после чего все повторяется.

Максимальный угол переменной зоны высокого давления в переходной зоне  $\Delta\beta_{n.z.}$  равен  $\Delta\beta_{n.z.max} = \frac{2\pi}{z}$ . Однако в начале цикла его значение не максимальное и равно  $\Delta\beta_{n.z.нач}$ .

Чтобы найти углы постоянной зоны высокого давления ведущей и ведомой шестерни, нам нужны углы наклона радиус-векторов этих шестерен в точке зацепления в момент середины существования защемленного объема и угол конструктивного завода высокого давления.

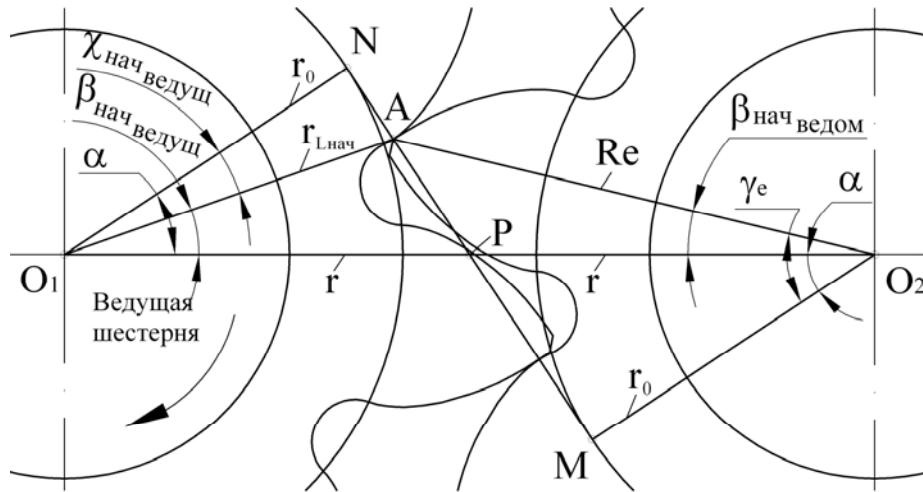


Рисунок 3 – Углы наклона радиус-векторов ведущей и ведомой шестерен в момент начала зацепления новой пары зубьев

Угол наклона радиус-вектора ведомой и ведущей шестерен в точке зацепления в момент начала зацепления новой пары зубьев (рис. 3):

Аналізуючи формулу (1) автор праці [3] стверджує, що при її виведенні допущена помилка, внаслідок якої вдвічі перебільшена фрикційна складова. На його думку формула повинна мати такий вигляд:

$$\beta_{начведом} = \gamma_e - \alpha ;$$

$$\beta_{начведущ} = \alpha - \chi_{нач} = \alpha - \arccos \frac{r_o}{r_{нач}} .$$

Но разделение зон высокого и низкого давления происходит не в этой точке, а на угол  $\frac{\Phi_{з.об}}{2}$  позже. Воспользуемся функциями перевода угла поворота шестерни  $\Phi_{нов}$  в угол по линии зацепления  $\chi$ :

- для ведомой шестерни:

$$\chi = \arctg(\tg \gamma_e - \Phi_{нов});$$

- для ведущей шестерни:

$$\chi = \arctg \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \Phi_{нов} \right) .$$

В нашем случае  $\varphi_{нов} = \frac{\Phi_{з.об}}{2} = \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)$ . Таким образом:

$$\chi_{ср.з.об.ведом} = \arctg\left(tg \gamma_e - \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)\right);$$

$$\chi_{ср.з.об.ведущ} = \arctg\left(\frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1) + \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o}\right).$$

Таким образом, угол наклона радиус-вектора в точке зацепления ведомой и ведущей шестерен в момент середины существования защемленного объема находится из выражений:

$$\beta_{ср.з.об.ведом} = \chi_{ср.з.об} - \alpha;$$

$$\beta_{ср.з.об.ведом} = \arctg\left(tg \gamma_e - \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)\right) - \alpha;$$

$$\beta_{ср.з.об.ведущ} = \alpha - \chi_{ср.з.об};$$

$$\beta_{ср.з.об.ведущ} = \alpha - \arctg\left(\frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1) + \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o}\right).$$

Со стороны камеры всасывания угол постоянной зоны высокого давления определяется конструктивным заводом высокого давления, который выполняется в виде выточки на втулке. Например, в насосе НШ-32УКФ-3 этот угол равен  $219^\circ$  ( $\beta_{констр} = \frac{219}{180} \pi$ ). Таким образом, постоянный угол зоны высокого давления будет равен:

$$\Delta\beta_{пост.ведом} = \beta_{констр} - \beta_{ср.з.об.ведом};$$

$$\Delta\beta_{пост.ведом} = \beta_{констр} + \alpha - \arctg\left(tg \gamma_e - \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)\right);$$

$$\Delta\beta_{пост.ведущ} = \beta_{констр} - \beta_{ср.з.об.ведущ};$$

$$\Delta\beta_{пост.ведущ} = \beta_{констр} - \alpha + \arctg\left(\frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1) + \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o}\right).$$

Рассмотрим теперь, как изменяются переменные зоны высокого давления.

Угол переменной зоны высокого давления ведущей и ведомой шестерни в области зацепления  $\Delta\beta_{о.з}$  можно найти, используя формулы перевода угла поворота шестерни  $\varphi_{нов}$  в угол по линии зацепления  $\chi$ .

Для ведомой шестерни:

$$\Delta\beta_{пост.ведом} = \beta_{констр} - \beta_{ср.з.об.ведом};$$

$$\Delta\beta_{о.з}(\varphi_{нов}) = \arctg\left(tg \gamma_e - \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1)\right) - \arctg\left(tg \gamma_e - \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1) - \varphi_{нов}\right).$$

Для ведущей шестерни:

$$\Delta\beta_{о.з}(\varphi_{нов}) = \arctg\left(tg \chi_{ср.з.об.ведущ} + \varphi_{нов}\right) - \chi_{ср.з.об.ведущ};$$

$$\Delta\beta_{о.з}(\varphi_{нов}) = \arctg\left(\frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1) + \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \varphi_{нов}\right) - \arctg\left(\frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon - 1) + \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o}\right).$$

Начальный угол  $\Delta\beta_{o.з}$  равен нулю, а максимального значения угол  $\Delta\beta_{o.з}$  будет достигать при  $\varphi_{нов} = \frac{2\pi}{z}$ .

Угол переменной зоны высокого давления в переходной зоне изменяется по линейному закону, согласно углу повороту:

$$\Delta\beta_{н.з.}(\varphi_{нов}) = \frac{2\pi}{z} - \varphi_{нов}.$$

Зная законы изменения углов зоны высокого давления на протяжении цикла, найдем эквивалентный угол высокого давления:

$$\Delta\beta_{в.д.эки} = \frac{z}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{z}} [\Delta\beta_{пост} + \Delta\beta_{н.з.}(\varphi_{нов}) + \Delta\beta_{o.з.}(\varphi_{нов})] d\varphi_{нов}.$$

Интегрируя эти функции, мы получим окончательные выражения эквивалентного угла зоны высокого давления ведущей и ведомой шестерен.

Эквивалентный угол зоны высокого давления ведомой шестерни:

$$\Delta\beta_{в.д.эки} = \Delta\beta_{пост} + \frac{\pi}{z} + \frac{z}{4\pi} \cdot \ln \left( \frac{1 + \left( \text{tg}\gamma_e - \frac{\pi}{z}(\varepsilon - 1) \right)^2}{1 + \left( \text{tg}\gamma_e - \frac{\pi}{z}(\varepsilon + 1) \right)^2} \right) - \left( \frac{z \cdot \text{tg}\gamma_e}{2\pi} - \frac{\varepsilon + 1}{2} \right) \cdot \left( \text{arctg} \left( \text{tg}\gamma_e - \frac{\pi}{z}(\varepsilon - 1) \right) - \text{arctg} \left( \text{tg}\gamma_e - \frac{\pi}{z}(\varepsilon + 1) \right) \right).$$

Эквивалентный угол зоны высокого давления ведущей шестерни:

$$\Delta\beta_{в.д.эки} = \Delta\beta_{пост} + \frac{\pi}{z} - \frac{z}{4\pi} \cdot \ln \left( \frac{1 + \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z}(\varepsilon + 1) \right)^2}{1 + \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z}(\varepsilon - 1) \right)^2} \right) - \left( \frac{z}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\varepsilon + 1}{2} \right) \cdot \left[ \text{arctg} \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z}(\varepsilon + 1) \right) - \text{arctg} \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z}(\varepsilon - 1) \right) \right].$$

На примере насоса НШ-32УКФ-3 получаем такие результаты:

- для ведущей шестерни  $\Delta\beta_{в.д.эки} = 240,58^\circ$ ;

- для ведомой шестерни  $\Delta\beta_{в.д.эки} = 242,42^\circ$ .

Как было отмечено выше, рассматриваемый торцевой зазор шестеренного насоса в действительности не является кольцевым, а имеет зубчатый профиль.

При этом исследуемый элемент шестерни можно разбит на четыре сектора (см. рис. 4):

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = \frac{2\pi}{z},$$

где  $\varphi_1$  – отрезок, отвечающий межзубовой впадине,  $\varphi_1 = \frac{2\pi}{z} - 2\text{inv}\gamma_e - \varphi_e$ ;

$\varphi_2, \varphi_4$  – отрезки, отвечающие эвольвентным частям зуба,  $\varphi_2 = \varphi_4 = \text{inv}\gamma_e$ ;

$\varphi_3$  – отрезок, отвечающий вершине зуба,  $\varphi_3 = \varphi_e = \varphi + 2\text{inv}\alpha - 2\text{inv}\gamma_e$ ;

$\gamma_e$  – угол радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба,  $\gamma_e = \arccos \frac{r_o}{R_e}$ , рад;

$\varphi$  – центральный угол, соответствующий дуге начальной окружности, рад;

$\alpha$  – угол зацепления передачи, рад.

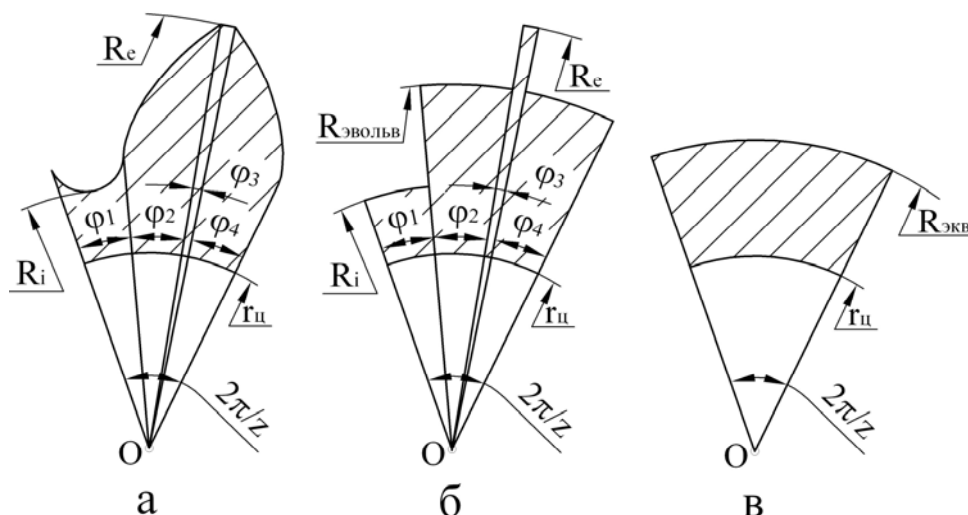


Рисунок 4 – Поэтапный переход от реальной к эквивалентной схеме математической модели торцевых радиально направленных утечек

На первом этапе перейдем к эквивалентной схеме (рисунок 4, б), у которой эвольвентные участки заменены кольцевыми, через которые проходит такая же величина утечек.

Разделив угол, соответствующий эвольвентной части на бесконечное число секторов и воспользовавшись формулами эвольвентной геометрии получаем формулу ТРН утечек через эвольвентную часть:

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu} \cdot \int_0^{\gamma_e} \frac{\text{tg}^2 \gamma}{\ln \frac{r_o}{r} - \ln \cos \gamma} d\gamma.$$

Получить аналитическое решение данного интеграла не удастся, но числовыми методами данный интеграл подсчитывается. Найдем эквивалентный радиус эвольвентной части, приравняв выражения:

$$\frac{\Delta p \cdot \delta_{ТРН}^3 \cdot \text{inv}\gamma_e}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_{эвольв}}{r}} = \frac{\Delta p \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu} \cdot \int_0^{\gamma_e} \frac{\text{tg}^2 \gamma}{\ln \frac{r_o}{r} - \ln \cos \gamma} d\gamma;$$

$$R_{эвольв} = r \cdot e^{\frac{\text{inv}\gamma_e}{\int_0^{\gamma_e} \frac{\text{tg}^2 \gamma}{\ln \frac{r_o}{r} - \ln \cos \gamma} d\gamma}}. \quad (4)$$

Найдем теперь утечки через весь угловой шаг  $\frac{2\pi}{z}$  как сумму утечек через все сектора углового шага:

$$Q_{шага} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

Учитывая, что утечки через эвольвентные сектора  $Q_2$  и  $Q_4$  равны между собой, можем записать:

$$Q_{\text{зага}} = \frac{\Delta P \cdot \varphi_1 \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_i}{r}} + 2 \cdot \frac{\Delta P \cdot \varphi_2 \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r}} + \frac{\Delta P \cdot \varphi_3 \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_e}{r}}.$$

Найдем эквивалентный внешний радиус сектора кольцевого зазора всего углового шага, через который протекает такая же величина утечек (рис. 4, в):

$$\frac{\Delta P \cdot \frac{2\pi}{z} \cdot \delta_{ТРН}^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R_{\text{экв}}}{r}} = \frac{\Delta P \cdot \varphi_1 \cdot \delta_{ТРН}^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R_i}{r}} + 2 \cdot \frac{\Delta P \cdot \varphi_2 \cdot \delta_{ТРН}^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r}} + \frac{\Delta P \cdot \varphi_3 \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_e}{r}}.$$

Подставим соответствующие значения углов  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  и упростив выражение:

$$\frac{\frac{2\pi}{z}}{\ln \frac{R_{\text{экв}}}{r}} = \frac{\frac{2\pi}{z} - 2 \cdot \text{inv}\gamma_e - \varphi_e}{\ln \frac{R_i}{r}} + \frac{2 \cdot \text{inv}\gamma_e}{\ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r}} + \frac{\varphi_e}{\ln \frac{R_e}{r}}.$$

Выразим эквивалентный радиус и упростим выражение:

$$R_{\text{экв}} = r \cdot e^{\frac{\pi \cdot \ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r} \cdot \ln \frac{R_i}{r} \cdot \ln \frac{R_e}{r}}{\pi \cdot \ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r} \cdot \ln \frac{R_e}{r} - z \cdot \text{inv}\gamma_e \cdot \ln \frac{R_e}{r} \cdot \ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r} - \frac{z\varphi_e}{2} \cdot \ln \frac{R_{\text{эвольв}}}{r} \cdot \ln \frac{R_e}{R_i}}}. \quad (5)$$

Таким образом, математическая модель торцевых радиально направленных утечек:

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \Delta\beta_{\text{в.д.экв}} \cdot \delta_{ТРН}^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_{\text{экв}}}{r}},$$

где  $\Delta\beta_{\text{в.д.экв}}$  описывается уравнениями (2), (3), а  $R_{\text{экв}}$  описывается уравнениями (4), (5).

Сравним полученную модель ТРН утечек, моделью, которая применялась до сих пор (рисунок 5). У этой модели за радиус внешнего кольца принимался радиус впадин  $R_i$ , а угловая протяженность принималась 5,36 радиана.

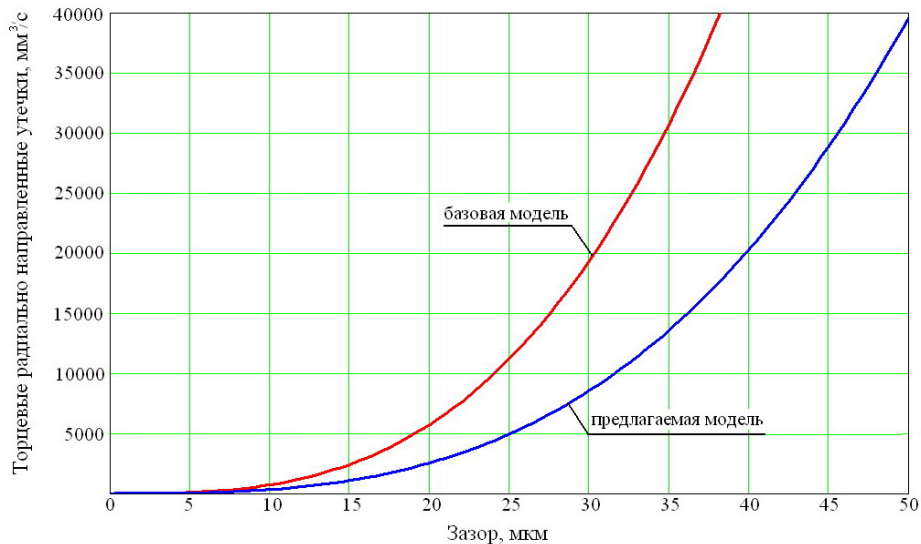


Рисунок 5 – Графические зависимости, соответствующие базовой и предлагаемой математическим моделям ТРН утечек на примере шестеренного насоса НШ-32УКФ-3

Из рисунка 5 видим, что предлагаемая модель, учитывающая особенности ТРН утечек в шестеренном насосе позволяет уточнить величину этих утечек.

#### Выводы

1. Анализ математических моделей утечек рабочей жидкости через торцовый зазор в радиальном направлении показал, что известные модели не адаптированы в полной мере к условиям утечек рабочей жидкости через этот зазор в шестеренном насосе.

2. Разработанная математическая модель радиальных утечек рабочей жидкости через торцовый зазор шестеренного насоса, позволяет учитывать переменный характер угла высокого давления и зубчатый профиль шестерен насоса.

3. Указанные особенности условий радиальных утечек через торцовый зазор шестеренного насоса учтены путем определения эквивалентного угла переменной зоны высокого давления, зависящего от угла поворота шестерен и путем определения эквивалентного радиуса, соответствующего зубчатому профилю шестерен насоса.

4. Разработанная математическая модель позволила уточнить величину ТРН утечек в шестеренном насосе.

5. Полученная математическая модель утечек рабочей жидкости предполагает возможность анализа влияния параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса на утечки через этот зазор.

#### Список літератури

1. А.Ф. Осипов. Объемные гидравлические машины. М.: «Машиностроение», 1966. – 159 с.
2. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

Розроблена математична модель торцевих радіально направлених втрат робочої рідини шестеренного насоса шляхом визначення еквівалентного кута зони високого тиску і еквівалентного радіуса кільцевого торцевого зазора, що відповідає переривистому профілю шестерень.

The mathematical model of the radially directed losses of butt ends of working liquid of gear pump is developed by determination of equivalent corner of area of high pressure and equivalent radius of circular butt end gap, that answers the irregular type of cog-wheels.

**М.М. Петренко, проф., канд.техн.наук; Т.Г.Сабірзянов, проф., д-р техн. наук,  
І.О. Скриннік, ас., В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, М.О. Скриннік, ас.,  
Д.В. Богатирьов, доц., канд.техн.наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Модель переносу тепла в зерносушарці каскадного типу від каскаду до шару насіння

В статті розглянуто модель переносу теплоти від каскаду до шару насіння в зерносушарці каскадного типу. Наведені дослідження, які дозволяють теоретично визначити перенос теплоти від каскаду до шару насіння в зерносушарці з урахуванням особливостей руху насіння.  
**каскад, псевдорозріджений шар насіння, нагріваюча поверхня, теплопровідність**

Сушіння зерна є основною технологічною операцією з приведення його в стійкий стан. Необхідність і своєчасність штучного сушіння зернових культур викликана підвищеною післязбиральною їх вологістю. До 80% врожаю всіх зернових культур, що надходять на хлібозбиральні підприємства або на токи господарств, мають підвищену вологість під час збирання до 35-45% і обов'язково потребують додаткового сушіння. Тому забезпечення стійкого збереження і стабілізація якості насіння можуть бути досягнуті тільки своєчасним, якісним та інтенсивним сушінням [1].

На сьогодні запропоновано багато технічних рішень, які реалізують технологічний процес сушіння насіння та зерна. Але слід відмітити, що результат більшості з них не відповідає агротехнічним вимогам або економічно не ефективні [2].

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію зерносушарку каскадного типу, при проведенні експерименту було встановлено, що тепло передається не тільки конвективно (від нагрітого агента сушіння до шару насіння), але і кондуктивно (від нагрітого каскаду до шару насіння), та по результатам експерименту було побудовано модель переносу теплоти від каскаду до шару насіння [3].

При розробці моделі переносу теплоти виходили з того, що значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_{\max}$  від каскаду до шару насіння близьке по величині і для псевдорозріджених і для рухомих шарів твердих насінин однакового розміру. Це обумовлено загальним фізичним механізмом переносу теплоти, закладеним в основу інтенсифікації зовнішнього теплообміну. Інтенсивність тепловіддачі від агента сушіння до частинки насінин в першу чергу визначається частотою зміни насінин, котрі знаходяться на каскаді сушарки та насінинами з основного об'єма шару, а спосіб генерації руху насінин з точки зору теплопереноса, відіграє другорядну роль. Крім того, в розвинутому псевдорозрідженому середовищі крупні насінини першого ряду, при безпосередньому дотиканні до каскаду мають лише одну точку контакту – з нагріваючою поверхнею, а контактом один з одним можна знехтувати, оскільки шар насіння вже є розрідженим, тому і частинки майже не дотикаються між собою.

Тому центральне місце у моделюванні зовнішнього теплообміну в дисперсних середовищах зайняв аналіз одиничного акта теплопередачі–від нагріваючої поверхні каскаду сушарки співударної з нею одиничної насінини, яка відіграє роль ефективного стоку тепла. Насінини і агент сушіння відбирали теплоту від нагріваючого елемента конструкції (каскаду) та виносили її в основну зону шару конвективним переносом. За основу прийняли ідею аддитивності загального теплового потоку  $q$ , що передається від каскаду до шару (або навпаки).

Через велику теплопровідність насінин (наявність вологи в зерні зумовлює високу теплопровідність насінини  $\lambda_H$ ), в порівнянні з теплопровідністю агента сушіння  $\lambda_a$ , велика частина теплоти, перенесеної від нагрітого каскаду до насінини, проходить крізь невелику площу дотику  $F_{m0}$  насінини з поверхнею каскаду,  $F_{m0}$  оточуює п'ятно контакту (рис.1), а основним термічним опором був повітряний зазор товщиною  $\delta$  між каскадом та частинкою. Градієнт температури в цьому зазорі був набагато більшим, ніж в об'ємі насінини. Питома потужність теплового потоку  $q$  від поверхні до насінини збільшувалась зі зменшенням  $\delta$ .

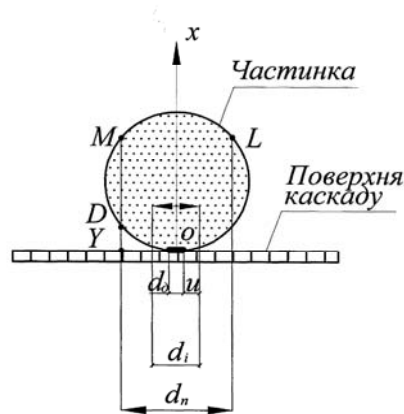


Рисунок 1 –Схема визначення контакту частинки з каскадом

Біля п'ятна контакту величина  $q$  виявилась настільки великою, що з'явився градієнт температури і в насініні. Через велику  $\lambda_H$  тепловий потік інтенсивно розподілявся по напівсфері від точки контакту. Величина  $q$  при віддалені від п'ятна різко зменшилась, що призвело до відповідного зменшення температури. Таким чином градієнт температури спрямований від зазору та тонкого поверхневого шару частинки насінини. За межами цього шару температура насінини  $T_n$  однакова, тобто рівномірно розподілена.

Визначимо вираз для потужності повного теплового потоку  $Q$  з урахуванням температур в насініні, котра знаходиться на протязі часу  $\tau_K = 0.9 \dots 3.0$  с в контакті з каскадом. Враховуючи, що п'ятно контакту має форму кола діаметром  $d_0$  тоді площа дотику  $F_{m0} = \pi d_0^2 / 4$ .

Величину  $d_0$  визначали за формулою[4]

$$d_0 = \sqrt{\left( \frac{1 - \mu_K^2}{E_K} - \frac{1 - \mu_H^2}{E_H} \right) P \frac{d}{2}}, \quad (1)$$

де  $\mu_K$  і  $\mu_H$  - коефіцієнти Пуассона (матеріал каскаду – сталь; частинка – зерно);

$E_K$  та  $E_H$  - модулі пружності (каскаду та частинки);

$P$  - найбільший тиск між контактуючими тілами, Н/м;

$d$  – діаметр насінини, м.

Ефективна площа п'ятна контакту насінини – насінини та насінини - каскад дуже мала. Умовно розбиваємо систему «каскад - насінини» на ряд коаксіальних циліндрів  $i$  (рис.1) зовнішній діаметр котрих  $d_i = d_K + 2ib$ ,

де  $b$  - радіальний зазор між двома ближніми циліндрами (приймаємо  $b = const$ ),

$i=1,2,3, \dots, n$  починаючи з циліндра, зовнішній діаметр якого  $d_0$  і закінчуючи циліндром із зовнішнім діаметром  $d_n$ , співвісних з віссю ОХ та направлених по нормалі до каскаду.

Кондуктивний тепловий потік  $q$  визначали з рівняння

$$q = \sum_{i=1}^n q_i + q_{\phi} \quad (3)$$

Так як тепловий потік в зоні контакту направлений по нормалі до нагріваючого каскаду, то задачу можливо вважати одномірною.

Кондуктивний тепловий потік визначили розв'язком рівнянь нестационарної теплопровідності тіл, що дотикаються при граничних температурах двох дотикаючих на півпросторів з тепловим контактом лише в колі діаметром  $d_0$ .

Густина кондуктивного теплового потоку, що передається насіниці за час  $\tau$ , визначаємо по закону Фур'є на поверхні ( $x = 0$ ) – початок координат (т.дотику)

$$q_{\phi} = -\lambda_n \frac{\partial T_n(x, \tau)}{\partial x} = -\frac{\lambda_n (T_{ш} - T_k)}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\lambda_k c_k \rho_k}}} \frac{\partial}{\partial x} \left( \operatorname{erf} \frac{x}{\sqrt{2} \alpha_n \tau} \right) = \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\pi \tau}} \frac{(T_k - T_{ш})}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\lambda_k c_k \rho_k}}} \quad (4)$$

де  $\lambda_n$  - теплопровідність насіниці, [кДж/(м К)];

$\lambda_k$  - коефіцієнт теплопровідності каскаду, [кДж/(м К)];

$c_k$  - питома теплоємність каскаду, (Дж/(кг К));

$c_n$  - питома теплоємність насіниці, (Дж/(кг К));

$\rho_k$  - густина каскаду, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_n$  - густина насіниці, кг/м<sup>3</sup>;

$T_{ш}$  - температура шару насіння; °С;

$T_k$  - температура каскаду, °С;

$T_n$  - температура насіниці, °С;

$\alpha_n$  - коефіцієнт температуропровідності матеріалу насіниці,

$$\alpha_n = \lambda_n / c_n \rho_n \quad (5)$$

$\lambda_k c_k \rho_k$  - коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність та густина матеріалу каскаду, відповідно.

Середнє час  $\tau_k$  - це час за який кількість теплоти, що сприймається однією частинкою пройде крізь площу  $F_{m\delta}$

$$Q_{\phi} = \int_0^{\tau_r} \int_F q_{\phi} dF d\tau = \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n \tau_k}{\pi}} F_{m\delta} \frac{(T_k - T_{ш})}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\lambda_k c_k \rho_k}}} \quad (6)$$

де  $F_{m\delta}$  - площа точки дотику насіння з каскадом, м<sup>2</sup>.

Розглянемо підвід теплоти до частинки насіниці крізь повітряну лінзу та шаровий пояс. Температура поверхні частинки в цій зоні вже не була рівна  $T_k$  через великий контакт термічного опору. Градієнт температури в плівці агента набагато більше, ніж в об'ємі частинки. Необхідно знати падіння температур в повітряному зазорі товщиною  $\delta$ .

Для  $i$  коаксіальних циліндрів з товщиною стінки  $b$  залишилося в силі все вищесказане для передачі теплоти крізь площу  $F_{m\partial}$ . Основна відмінність лише в різній товщині повітряного зазору  $\delta_i$ . Для кожного елемента системи «каскад – повітряний зазор – насінина» застосовували рівняння для системи обмеженого (повітряний зазор) та полуграничного (частинка).

Площа теплового контакту умовно обмежена циліндричною поверхнею діаметром  $d_n$ , при якому  $YD=YM$  (рис.1).

В цьому випадку  $\delta_n = d/3$ , а граничний діаметр циліндричної поверхні

$$d_n = d(2\sqrt{2}/3) \quad (7)$$

Товщина повітряного зазору

$$\delta_i = \frac{d}{2} - \sqrt{\frac{d^2}{4} - \left[ \frac{\sqrt{2}}{3}d - (n-i)b \right]^2}, \quad (8)$$

де  $i = 1, 2, 3, \dots, n$ .

Виходячи з рівності потоків тепла, густину кондуктивного теплового потоку  $q_i$ , передаваного частинці крізь повітряний зазор товщиною  $\delta_i$  за час  $\tau_k$ .

$$\begin{aligned} q_i &= -\lambda_n \frac{\partial T_n(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{x=\delta_i} = -\lambda_n (T_k - T_w) \frac{\partial}{\partial x} \times \\ &\times \left\{ \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\lambda_a c_a \rho_a}}} \sum_{k=1}^{\infty} \left( \frac{\sqrt{\lambda_n c_n \rho_n} - \sqrt{\lambda_a c_a \rho_a}}{\sqrt{\lambda_n c_n \rho_n} + \sqrt{\lambda_a c_a \rho_a}} \right)^{k-1} \operatorname{erfc} \left[ \frac{(x - \delta_i) + (2k-1)\delta_i \sqrt{\frac{a_n}{a_a}}}{2\sqrt{a_n \tau}} \right] \right\} \Big|_{x=\delta_i} = \\ &= -\lambda_n (T_k - T_w) \times \\ &\times \left\{ \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\lambda_a c_a \rho_a}}} \sum_{k=1}^{\infty} \left( \frac{\sqrt{\lambda_n c_n \rho_n} - \sqrt{\lambda_a c_a \rho_a}}{\sqrt{\lambda_n c_n \rho_n} + \sqrt{\lambda_a c_a \rho_a}} \right)^{k-1} \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-\left[ \frac{(2k-1)\delta_i \sqrt{\frac{a_n}{a_a}}}{2\sqrt{a_n \tau}} \right]^2} 2\sqrt{a_n \tau} \right\}. \end{aligned} \quad (9)$$

Середній час  $\tau_k$  за який було сприйнято кількість теплоти  $i$ -м шаровим поясом частинки площею  $F_i$  крізь повітряний зазор товщиною  $\delta_i$ ,

$$\begin{aligned} Q_i &= \pi [bd_0 + (2i-1)b^2] \lambda_n \frac{2(T_k - T_w)}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_n c_n \rho_n}{\lambda_a c_a \rho_a}}} \sum_{k=1}^{\infty} \left( \frac{\sqrt{\lambda_n c_n \rho_n} - \sqrt{\lambda_a c_a \rho_a}}{\sqrt{\lambda_n c_n \rho_n} + \sqrt{\lambda_a c_a \rho_a}} \right)^{K_1 - \frac{1}{2}} \times \\ &\times \frac{1}{\sqrt{\pi a_n}} (-\Gamma^2 \sqrt{\Gamma}) \sum_{K_1=0}^{K_1=K_1^*} \left[ \frac{1}{K_1! \left( K_1 - \frac{1}{2} \right)} \left( \frac{\Gamma}{\tau_k} \right)^{K_1 - \frac{1}{2}} - \frac{1}{K_1! \left( K_1 - \frac{1}{2} \right)} \left( \frac{\Gamma}{\tau_0} \right)^{K_1 - \frac{1}{2}} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{де } \Gamma = - \left[ (2k-1) \delta_i \sqrt{\frac{a_H}{a_a}} \right]^2 / 4a_H;$$

$a_a$  - коефіцієнт температуропроводності агента сушіння,  $a_a = \lambda_a / c_a \rho_a$ .

Сумарна кількість тепла, поглинаюча однією частинкою за  $\tau_K$

$$Q = Q_\phi + \sum_{i=1}^n Q_i. \quad (11)$$

Щоб перейти до кількості тепла, поглинутого усіма частинками, потрібно помножити (11) на числову концентрацію часток,  $(1 - \varepsilon_{np})$  на об'єм частинки

$V_H = \pi d^3 / 6$  і на частоту  $\omega_H$  зміни насінини в прикаскадній зоні.

Не дивлячись на ряд умов, якими нехтували, запропонований механізм зовнішнього теплообміну в дисперсних середовищах якісно пояснює характер зміни  $\alpha$  від фізичних та режимних параметрів роботи установки.

Наявність максимального зовнішнього теплообміну в дисперсних середовищах доводить про неможливість паралельної інтенсифікації переносу теплоти тільки за рахунок зміни швидкості агента.

Проведена перевірка показує про дієздатність розробленої моделі кондуктивно – конвективного переносу в дисперсних середовищах, а результати розрахунку не суперечать відомим даним.

Частинки забезпечують ефективний сток в місцях контакту. Тому тепловий потік від каскаду до псевдорозріджуючого середовища прийняли пропорційним числу каскадів на одиницю теплообмінної поверхні та зміни насінини  $\omega_H$  в при каскадній зоні. При цьому насінини з ростом частоти зміни фаз будуть отримувати за одиницю часу кінцеву кількість теплоти, оскільки прийняли, що  $\tau_0 = \tau_{\min} \neq 0$ .

## Список літератури

1. Котов Б.І., Коваль С.М., Шустик Л.П., Цема Т.В. Технічні засоби для зберігання зерна в господарствах України // Пропозиція, 1999. № 11. – С. 25-27.
2. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна. – М.: Колос, 1975. – 496 с.
3. Петренко М.М., Скринник І.О. Зерносушильна установка касетного типу // Збірник наукових праць КДТУ (техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація). Випуск 15. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – С.323 - 328.
4. Дворецкий С.И., Королёв В.Н., Ногорнов С.А., Таров В.П. Техника и технологии псевдоожижения: гидродинамика и теплообмен с погружёнными телами. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. тех. ун.-та, 2005. – 168 с.

В статье рассмотрено перенос теплоты от каскада к слою семян в зависимости от параметров установки и процесса сушки в зерносушильной установке. Приведены исследования, которые позволяют теоретически определить кондуктивно-конвективный тепловой перенос с учетом особенностей движения семян.

In the article motion of seed is considered for to the cascades of the installation for dry grain in the booling layer. Researches which allow in theory to define the structural parameters of dryer taking into account the features of motion of seed are resulted.

**Г.Ф. Дюбко, докт. техн. наук**

*Харківський національний університет радіоелектроніки*

**О.А. Смірнов, канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**В. В. Вакулін, маг.**

*Харківський національний університет радіоелектроніки*

## Нейронечітка модель і програмний комплекс формування баз знань експертних систем

У статті розглянуто принцип побудови експертної системи з використанням нейронечіткої моделі. Розглянуто структуру продукційно-нечіткої моделі подання знань та нечіткої нейронної мережі. Запропоновано алгоритм навчання нечіткої нейронної мережі. Наведено застосування розробленої системи в медицині.

**нейронечітка модель, медицина, експертна система, база знань**

Глобальна інформатизація стимулювала розробку в різних проблемних областях людської діяльності автоматизованих діагностичних систем. Це, як правило, інтелектуальні системи, що моделюють процес міркування експерта при прийнятті їм рішення - експертні системи (ЕС) [1]. Основним елементом ЕС є база знань, представлена безліччю систематизованих правил, що описують закономірності предметної області. Даного правила формулюються експертом або формуються на основі аналізу великих статистичних масивів даних. У першому випадку експерт явно або неявно формалізує свої знання, досвід і інтуїцію в рамках обраної моделі подання знань. Це складний процес, що вимагає великої аналітичної роботи. Другий напрямок пов'язаний з розробкою й застосуванням нових математичних методів, здатних ефективно аналізувати статистичні дані й витягати з них корисні знання при мінімумі роботи експерта. Використання даного підходу перспективно для формування баз знань експертних систем нового покоління - м'яких експертних систем - у таких предметних областях як медицина, промисловість, нафтова галузь і ін.

Для всіх з них характерні наступні риси:

- різке збільшення обсягів оброблюваної інформації;
- необхідність одночасної обробки різнотипної інформації;
- її нечіткість, якісність і суб'єктивний характер;
- відсутність формальних підходів до рішення завдань;
- необхідність вирішувати завдання, властиві тільки людині;
- багатокритеріальність розв'язуваних завдань в умовах нечіткості критеріїв.

Актуальне створення інтелектуальних систем обробки інформації, здатних ефективно вирішувати поставлені завдання в зазначених умовах [1].

Для рішення неформалізованих завдань потрібна розробка систем підтримки прийняття рішень - експертних систем, основою яких є база знань. Перед розроблювачами ЕС постійно встають проблеми труднощів «видобутку» і формалізації знань, а також пошуку нових способів їхнього одержання. Для цього використовують добування, придбання й формування знань.

При добуванні й придбанні знань, у загальному випадку, потрібен людина-експерт, що викладає свої знання й досвід у рамках формальної моделі, що накладає обмеження на використання таких підходів. Процеси формування знань залучають

розроблювачів і дослідників своїми здатностями до автоматичного одержання знань, інтерпретації баз даних шляхом добування «схованих» у них закономірностей.

Існування «схованих» знань обумовлено більшими обсягами накопичених даних. Для їхнього аналізу використовуються спеціальні методи *Data Mining*: статистичні пакети, нейронні мережі, еволюційні методи, алгоритми пошуку логічних зв'язків і закономірностей, а також гібридні моделі, що сполучають у собі достоїнства різних технологій [2].

Застосування методів *Data Mining* є складовою частиною технології *Knowledge Discovery in Databases* – виявлення знань у базах даних. Основні етапи даного процесу:

- а) *вибірка вихідного набору даних* – розуміння й формулювання завдання аналізу, створення наборів даних, одержання навчальної вибірки;
- б) *підготовка (передобробка) даних* полягає в одержанні якісних, коректних даних з погляду методів їхнього аналізу;
- в) *перетворення (трансформація) даних* здійснюється шляхом їхнього згладжування, агрегування, узагальнення, нормалізації;
- г) *data mining* – використання різних інструментальних засобів для знаходження закономірностей у даних;
- д) *оцінка (постобробка) даних* – перевірка побудованих моделей і інтерпретація отриманих результатів.

Для обробки різнотипної, якісної, нечіткої з вираженим суб'єктивним характером або неповної й неточної інформації велике поширення одержали нейромережні моделі й нечіткі системи. Донедавна ці напрямки розвивалися незалежно, маючи достоїнства, недоліками, можливостями й обмеженнями при рішенні практичних завдань.

Ефективність нечітких систем обумовлена:

- а) можливістю формалізації їхніми засобами нечітких лінгвістичних категорій, використовуваних людиною при рішенні завдання;
- б) гарної інтерпретуємістю;
- в) відсутністю необхідності в завданні навчальної вибірки за умови можливості формалізації рішення завдання людиною-експертом.

Основні недоліки систем, що базуються на нечіткій логіці:

- а) вихідний набір постулюємих нечітких правил повинен формуватися людиною-експертом і може виявитися неповним або суперечливим;
- б) формування нечіткої моделі вимагає великої попередньої аналітичної роботи експерта;
- в) вид і параметри функцій приналежності (ФП) вибираються суб'єктивно й можуть виявитися не що цілком відбивають реальну дійсність;
- г) неможливо автоматичне придбання знань.

Ефективність нейронних мереж обумовлена можливістю:

- а) апроксимувати функціональні залежності в даних;
- б) виражати «вихід-вихід» на основі навчання з мінімумом попередньої аналітичної роботи людини-експерта;
- в) автоматично здобувати знання.

Недоліками нейронних мереж є:

- а) вимога наявності об'ємної й представницької навчальної вибірки;
- б) погана інтерпретуємість, неможливість пояснити результат.

Представлені недоліки не можуть бути переборені в рамках розглянутих напрямків окремо, що робить кожне з них придатним для рішення одних класів завдань і менш придатним для інших класів.

У цей час значну актуальність придбало створення гібридних технологій, що володіють достоїнствами як нейронних мереж, так і нечітких систем. Прикладом є нечіткі нейронні мережі (ННМ).

Їхнє використання дозволяє реалізувати підхід до формування ФП нечітких безлічей: вибирається параметризована функція форми, параметри якої настроюються за допомогою алгоритму навчання нейронної мережі з погляду навчальної вибірки. У результаті здійснюється апроксимація експериментальних даних за допомогою нечітких систем.

Нехай нечіткою нейронною мережею повинне бути реалізоване відображення  $\{(\bar{x}^i, y^i)\}$ , де  $\bar{x}^i = (x_1^i, \dots, x_n^i)$  – вектор вхідних значень,  $y^i$  – значення виходу ( $i = \overline{1, N}$ ). У результаті навчання буде отримана система правил виду:

$$\text{ЯКЩО } x_1 \in \tilde{A}_{1j} \text{ I } x_2 \in \tilde{A}_{2j} \text{ I } \dots \text{ I } x_n \in \tilde{A}_{nj} \text{ ТО } y = z_j, \quad j = \overline{1, m},$$

де  $\tilde{A}_{ij}$  – нечіткі числа,

$z_j$  – речовинні числа.

Для більше гнучкого опису закономірностей предметної області необхідно враховувати важливість нечітких обмежень на значення вхідних параметрів і вірогідність сформованих правил. Цій вимозі задовольняє нечітко-продукційна модель подання знань:

$$\text{«ЯКЩО } P_1^j \in \tilde{A}_1^j (w_1^j) \text{ I } \dots \text{ I } P_n^j \in \tilde{A}_n^j (w_n^j) \text{ ТО можливо } T_j \text{» } [CF^j], \quad (1)$$

де  $P_i^j$  – параметри правила;

$\tilde{A}_i^j$  – їхні нечіткі обмеження;

$w_i^j$  – ваги обмежень;

$CF^j$  – ступінь упевненості експерта у вірогідності сформованого правила (*CERTAINTY FACTOR*);

$T_j \in T$  – призначуваний результат.

Розроблена нечітка нейронна мережа дозволяє формувати систему правил у вигляді моделі (1). Для цього вирішуються питання:

- а) розробки структури нечіткої нейронної мережі;
- б) ініціалізації параметрів функцій приналежності;
- в) розробки алгоритму навчання нейронної мережі;
- г) навчання побудованої мережі й оцінки якості отриманих моделей.

Їхнє рішення дозволило реалізувати механізм аналізу накопичених даних і побудови моделі предметної області у вигляді нечітко-продукційних правил.

Структура нечіткої нейронної мережі визначається кількістю нейронів у вхідному й вихідному шарах, числом градацій вхідних нейронів і алгоритмом нечіткого логічного виводу на моделі (1).

Перші параметри задають кількість нейронів у відповідних шарах нейронної мережі. Останній визначає число шарів і їхня функціональність.

Нульовий шар мережі містить вхідні *P-Нейрони* ( $P = \{P_{i_p}\}$ ,  $i_p = \overline{1, n_p}$ ,  $n_p$  – їхня кількість), сигнали яких утворюють нечіткі градації  $\tilde{A}_{i_p i_g}$ , де  $i_g = \overline{1, n_g}$ ,  $n_g$  – число градацій. Для їхнього моделювання використовуються трикутна, трапецеїдальна, гауссова, подвійна й здвоєна гауссові ФП.

Безліч *A-Нейронів* утворить перший шар нейронної мережі ( $A = \{A_{i_A}\}$ ,  $i_A = \overline{1, n_A}$ ,  $n_A = n_p * n_g$  – кількість *A-Нейронів*). Виходами нейронів є значення функцій приналежності, що визначають ступінь спрацьовування умовних частин правил. З кожним *A-Нейроном* зв'язаний параметр  $w_{i_p i_g} \in [0..1]$ , що визначає важливість обмеження  $\tilde{A}_{i_p i_g}$  на вхідне значення  $P_{i_p}$ -го нейрона.

Другий шар мережі складається з *I-Нейронів*, що визначають умовні частини правил, сукупність яких утворює повну систему  $I = \{I_{i_{II}}\}$ ,  $i_{II} = \overline{1, n_{II}}$ ,  $n_{II} = n_g^{n_p}$ . На виході формується оцінка ступеня спрацьовування умов правила, що характеризує задоволення значень нейронів  $P_{i_p}$  обмеженням  $\tilde{A}_{i_p i_g}$ .

У третьому шарі розраховується коефіцієнт вірогідності рішення, дорівнює добутку оцінок ступеня спрацьовування умов правила  $S_{R_{i_{II}}}$  й ступеня довіри до ухваленого рішення  $S_{D_{i_{II}}}$ . Безліч *Сотр-Нейронів*  $C = \{C_{i_c}\}$ ,  $i_c = \overline{1, n_c}$ ,  $n_c$  – їхня кількість.

Четвертий шар містить  $n_T$  вихідних *T-Нейронів*:  $T_{i_T} \in T$  ( $i_T = \overline{1, n_T}$ ). Їхніми виходами є зважені нормовані оцінки загального коефіцієнта вірогідності рішення.

Схема функціонування нечіткої нейронної мережі:

а) на кожний  $i_p$ -й вхід нейронної мережі послідовно подаються значення з навчальної вибірки  $p_{i_p}^i$  ( $i = \overline{1, n}$ ,  $n$  – обсяг вибірки);

б) розраховуються значення функцій приналежності нейронів першого шару  $y_{i_p i_g}^i = \mu_{i_p i_g}(p_{i_p}^i)$ , де  $\mu_{i_p i_g}(p_{i_p}^i)$  – ФП  $i_g$ -й градації  $i_p$ -го нейрона;

в) обчислюються вихідні значення *I-Нейронів* відповідно до виразу:

$$S_{R_{i_{II}}}^i = \frac{\sum_{i_p=1}^{n_p} y_{i_p i_g}^i w_{i_p i_g}}{\sum_{i_p=1}^{n_p} w_{i_p i_g}} = \frac{\sum_{i_p=1}^{n_p} \mu_{i_p i_g}(p_{i_p}^i) w_{i_p i_g}}{\sum_{i_p=1}^{n_p} w_{i_p i_g}}.$$

Оцінюються коефіцієнти вірогідності рішення  $Comp_{R_{i_c}}^i = S_{R_{i_{II}}}^i \cdot S_{D_{i_{II}}}^i$ , де

$$S_{D_{i_{II}}}^i = \frac{\sum_{kn=1}^{n_{kn}} w_{i_p i_g}^{kn}}{\sum_{i_p=1}^{n_p} w_{i_p i_g}} - \text{ступінь довіри до ухваленого рішення; } w_{i_p i_g}^{kn} - \text{ваги обмежень, для яких}$$

значення нейронів  $P_{i_p}$  відомі ( $n_{kn} \leq n_p$ ).

Розраховуються виходи кожного *T-Нейрона*:

$$y_{i_T}^i = \sum_{i_c=1}^{n_c} x_{i_c}^{i'} cf_{i_c i_T} = |X'| |CF'| \cos \alpha = \cos \alpha, \text{ де } x_{i_c}^{i'} = \frac{x_{i_c}^i}{|X|}; cf_{i_c i_T} = \frac{cf_{i_c i_T}}{|CF|}.$$

Тут  $x_{i_c}^i$  – вхідні значення нейрона  $T_{i_T}$ ;  $cf_{i_c i_T}$  – ваги зв'язків  $C_{i_c}$  і  $T_{i_T}$ .

Максимальна активність нейрона  $T_{i_T}$  досягається за умови колінеарності векторів  $|X'|$  і  $|CF'|$ . Ця умова лежить в основі алгоритму навчання.

### Алгоритм навчання нечіткої нейронної мережі.

Для реалізації визначеної вище задачі, необхідно використовувати наведений нижче алгоритм навчання нечіткої нейронної мережі:

– задаються початкове значення адаптивного кроку навчання  $\alpha$  ( $0 < \alpha < 1$ ), бажана середньоквадратична помилка виходу нейронної мережі  $E_m$ , а також мінімальний поріг зміни помилки при навчанні  $\Delta E_{\min}$ ;

– розраховуються вагові коефіцієнти *A-нейронів* і виробляється ініціалізація відповідних параметрів ФП;

- визначаються значення векторів  $CF$  ;
- вибирається черговий вихідний нейрон;
- на вхід ННМ подаються послідовно образи з навчальної вибірки, що відповідають даному нейрону. Для кожного вхідного образу:

1) виробляється фаза прямого поширення сигналу по нейронній мережі, визначається зважена активність вихідного нейрона;

2) обчислюється середньоквадратична помилка виходу нейронної мережі для  $i$ -го вхідного образу  $E_{i_r}^i = \frac{1}{2}(\Delta y_{i_r}^i)^2$ , де  $\Delta y_{i_r}^i = y_{i_r}^i - t_{i_r}$  – абсолютна помилка виходу;  $t_{i_r}$  – необхідне значення виходу;

3) для мінімізації  $E_{i_r}^i$  змінюються виходи *Сотр-Нейронів*;

4) обчислюються необхідні значення виходів *I-Нейронів*  
 $(S_{R_{i_{II}}}^i)_{\text{треб}} = \frac{x_{i_c}^i(t+1)}{S_{D_{i_{II}}}^i}$ ,  $t$  – момент часу;

5) розраховуються середньоквадратичні помилки виходів *I-Нейронів*  
 $E_{i_{II}}^i = \frac{1}{2}(\Delta S_{R_{i_{II}}}^i)^2$ , де  $\Delta S_{R_{i_{II}}}^i = S_{R_{i_{II}}}^i - (S_{R_{i_{II}}}^i)_{\text{треб}}$  – абсолютна помилка виходу,  $(S_{R_{i_{II}}}^i)_{\text{треб}}$  – необхідне значення виходу;

6) для мінімізації  $E_{i_{II}}^i$  модифікуються параметри ФП *A-Нейронів*.

– обчислюється середнє значення помилки виходу нейронної мережі для всіх вхідних образів:  $E_{i_r}^{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n E_{i_r}^i$  ;

– розраховується зміна помилки виходу:  $\Delta E_{i_r}^{cp} = E_{i_r}^{cp}(t-1) - E_{i_r}^{cp}(t)$  ;

– якщо  $0 \leq \Delta E_{i_r}^{cp} \leq \Delta E_{\min}$  , то процес навчання закінчується;

– якщо  $E_{i_r}^{cp} > E_m$  , то відбувається перехід до кроку 10 алгоритму, інакше процес навчання нечіткої нейронної мережі закінчується;

– перевіряється умова незростання  $E_{i_r}^{cp}$ . Якщо  $\Delta E_{i_r}^{cp} < 0$ , то зменшується адаптивний крок навчання й відбувається перехід до 5-му кроку алгоритму. Алгоритм функціонує доти, поки середня помилка виходу мережі не стане менше заданої або зміну помилки не буде перевищувати мінімально припустимий рівень.

Для реалізації алгоритму навчання розраховуються вектора ваг зв'язків  $CF$  і ваг обмежень  $W$ , виробляється ініціалізація параметрів функцій приналежності, настроюються значення виходів *Сотр-Нейронів*, а також значення параметрів ФП із погляду навчальної вибірки.

**Обчислення вагових коефіцієнтів**  $cf_{i_c i_r}$  виробляється статистично. Даний параметр у моделі (1) визначає впевненість експерта в сформованому правилі, його універсальність. З погляду навчальної вибірки це може бути виражено частотою зустрічальності шаблону правила у вибірці.

Значення коефіцієнтів  $cf_{i_c i_r}$  визначаються як  $cf_{i_c i_r} = \frac{n_{i_c}}{n_{i_r}}$ , де  $n_{i_c}$  – загальна кількість разів, коли проявлялася активність  $C_{i_c}$ -го нейрона при подачі на вхід

нейронної мережі навчальної вибірки, що відповідає  $i$ -му вихідному нейрону;  $n_{i_T}$  – обсяг вибірки для нейрона  $T_{i_T}$ . Причому  $\sum_{i_c=1}^{n_c} n_{i_c} = n_{i_T} \Rightarrow \sum_{i_c=1}^{n_c} cf_{i_c i_T} = 1$ .

**Ваги обмежень**  $w_{i_p i_g}$  визначаються за правилом  $w_{i_p i_g} = \frac{n_{i_p i_g}}{n_{i_p}}$ , де  $n_{i_p i_g}$  – загальна кількість разів, коли проявлялася активність  $i_g$ -го  $A$ -нейрона, що відповідає  $i_p$ -му входу;  $n_{i_p}$  – число рядків у навчальній вибірці, що відповідає  $i$ -му вихідному нейрону.

Причому  $\sum_{i_g=1}^{n_g} n_{i_p i_g} = n_{i_p} \Rightarrow \sum_{i_g=1}^{n_g} w_{i_p i_g} = 1$ .

Для визначення початкової форми функцій приналежності розроблені правила ініціалізації їхніх параметрів.

Розроблено правила навчання параметрів нечіткої нейронної мережі.

**Навчання вихідних значень Сопр-Нейронів**  $x_{i_c}^i$  вимагає мінімізації середньоквадратичної помилки виходу нейронної мережі  $E_{i_T}^i$ :

$$x_{i_c}^i(t+1) = x_{i_c}^i(t) - \alpha \frac{\partial E_{i_T}^i}{\partial x_{i_c}^i(t)}.$$

**Навчання параметрів функцій приналежності** вимагає мінімізації середньоквадратичної помилки виходу  $I$ -Нейронів  $E_{i_{II}}^i$ :

$$par_{i_p i_g}(t+1) = par_{i_p i_g}(t) - \alpha \frac{\partial E_{i_{II}}^i}{\partial par_{i_p i_g}(t)}, \text{ де } par_{i_p i_g} - \text{параметр ФП, що відповідає } i_g\text{-й градації}$$

$i_P$ -го входу мережі.

Збільшення кількості входів мережі й числа градацій вхідних нейронів приводить до зростання часу навчання, підвищенню точності апроксимації. При занадто великій кількості входів і їхніх градацій одночасно погіршується природно-язикова інтерпретація одержуваних правил, вірогідність кожного з них і ваги їхніх параметрів зменшуються.

Узагальнення даних і формування правил - складне завдання, що полягає в досягненні балансу між числом правил виводу й точністю апроксимації функціональної залежності. У деяких випадках достатня точність може бути забезпечена тільки більшим числом правил або використанням лінгвістичних змінних, терми яких складно інтерпретувати в якісних категоріях. У цьому випадку варто пожертвувати точністю апроксимації для одержання розубагато числа зручних для сприйняття правил.

Збіжність алгоритму навчання нечіткої нейронної мережі обумовлена наступними основними факторами:

- настроювання параметрів нейронної мережі виробляється в рамках алгоритму зворотного поширення помилки;
- у результаті навчання відбувається нечітка й лінгвістична апроксимація функціональних залежностей у даних системою продукцій.

Збіжність алгоритму зворотного поширення помилки обумовлена його здатністю мінімізувати середньоквадратичну помилку виходу багатопарових нейронних мереж. Для цього з метою настроювання синаптичних зв'язків використовується метод градієнтного спуску в просторі вагових коефіцієнтів. Зі зменшенням помилки виходу відбувається настроювання параметрів правил з погляду навчальної вибірки. При цьому відбувається апроксимація наявних даних нечіткими гранулами, наділеними лінгвістичною інтерпретацією.

Експериментальна здатність нечіткої нейронної мережі до апроксимації з одночасним зменшенням помилки навчання не суперечить принципам роботи алгоритмів навчання нечітких моделей, що вказує на збіжність розробленого алгоритму навчання нейронної мережі.

Для рішення завдання апроксимації функціональних залежностей в експериментальних даних нечіткими правилами продукцій розроблений програмний комплекс «Нечітка нейронна мережа» (*Fuzzy Neural Network*).

Є кілька режимів роботи нейронної мережі.

Режим навчання мережі призначений для її параметричної адаптації до пропонованих даних. Для цього мінімізується квадратична сума різниць між необхідним  $t_i$  і отриманим  $U(t_i, \mathbf{Y})$  значенням виходу нейронної мережі, усереднена на

$N$  прикладах:  $F(\mathbf{Y}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (U(t_i, \mathbf{Y}) - t_i)^2 \Rightarrow \min$ , де  $\mathbf{Y}$  – вектор параметрів функцій приналежності. Вид функції  $F(\mathbf{Y})$  цілком залежить від даних з навчальної вибірки.

Після навчання нейронна мережа готова до генерації нечітких правил і подання їх у зручному виді. Велика кількість правил вимагає їхньої фільтрації й залучення експертів для оцінки сформованих закономірностей.

На тестовій вибірці даних відбувається оцінка якості (адекватності) отриманої моделі. Величина оцінки визначається по формулі:  $\varepsilon = 1 - \frac{|\Delta E|}{E_{\text{навч}}} = 1 - \frac{|E_{\text{навч}} - E_{\text{тест}}|}{E_{\text{навч}}}$ , де

$E_{\text{навч}}$  – помилка при навчанні,  $E_{\text{тест}}$  – помилка при тестуванні.

Навчена нейронна мережа є системою нечіткого логічного виводу. Вона може використовуватися як інструмент експерта в складі м'якої експертної системи й дозволяє змінити евристичний процес побудови бази знань на процес автоматизованого її формування, витягаючи закономірності зі статистичних вибірок даних.

При навчанні нечіткої нейронної мережі стоїть завдання вибору типу ФП. Проведені експерименти дозволили визначити найкращу (трикутну) і найгіршу (трапецеїдальну) функції приналежності за критеріями «швидкість навчання» і «точність апроксимації».

Важливим питанням при навчанні нечіткої нейронної мережі є тривалість процесу навчання. Для зменшення помилки виходу потрібне зміна параметрів нейронної мережі. Зі збільшенням їхньої кількості підвищується час  $t$  проходження й обробки вхідних сигналів, що оцінюється по формулі:  $t \sim n + n_l + n = n * n_g + 2 * n_g^{n_p}$ .

Значення даного параметра експоненціально зростає при збільшенні кількості градацій і числа вхідних нейронів мережі.

Якість навчання нечіткої нейронної мережі в першу чергу визначається повнотою даних у навчальній вибірці, їхньою репрезентативністю. Вибірки нерідко мають пропущені значення. У результаті на вхід програми аналізу подається таблиця із пропущеними осередками. Більшість із відомих методів не розраховані на таку роботу, що є стримуючим чинником їхнього використання. Актуальне застосування методів, що не вимагають боротьби із пробілами й здатних працювати на некомплектних вибірках. Цій вимозі задовольняє розроблена нечітка нейронна мережа.

У медичних дослідженнях проводиться пошук і обґрунтування взаємозв'язків різних якісних і кількісних параметрів у різних вікових, половых, клінічних групах, для визначення їхньої значимості для діагностики, прогнозу плинущо захворювання, вибору тактики лікування, експертизи працездатності. Ознаки, що володіють найбільшим позитивним і негативним зв'язком, найбільш інформативні в процесі діагностики й досліджуються в пацієнта в першу чергу.

У процесі створення бази знань діагностичної системи в медицині важливо визначити й стандартизувати основні етапи збору й аналізу інформації для обробки її за допомогою нечіткої нейронної мережі й виробітку важливих для лікаря правил. Кожний з етапів є ізольованим логічним процесом з виміром параметрів, їхнім аналізом, ухваленням етапного рішення.

Для перевірки можливості застосування нечіткої нейронної мережі на всіх етапах медичної діагностики використані дані клінічного, нейро-ортопедичного, рентгенокомп'ютерногомографічного обстеження 230 жінок у віці від 15 до 92 років і 180 чоловіків у віці від 16 до 81 року з різними синдромами поперекового остеохондрозу на стаціонарному етапі загострення й у стадії ремісії, що починається. Контрольну групу склали 20 жінок у віці від 20 до 70 років і 20 чоловіків у віці від 17 до 73 років, що ніколи не страждали поперековими вертеброгенними болями. Підготовка навчальних вибірок для ННМ проведена відповідно до розробленої й описаної в першому розділі методикою.

Розроблена нечітка нейронна мережа відповідає логіці постановки діагнозу експертом і моделює етапи його інтелектуальної діяльності. У більшості випадків сформовані правила збігалися з думками експертів, що дозволяє використовувати ННМ у складі експертних діагностичних систем.

Перевірка мережі на медичних даних дозволила з великою точністю автоматизувати процес діагностики. Це заклало математичний фундамент створення експертних систем нового покоління в будь-якій галузі медицини. Дані вертеброневрологического аналізу послужили лише багатофакторною моделлю, здатної описати закономірності виникнення, розвитку, клінічних особливостей захворювання, довгострокового прогнозу стану пацієнтів. При дотриманні правил відбору інформації, її стандартизації, уведення в нейронну мережу, створена модель може служити математичною оболонкою, здатною в короткий термін вирішувати складні експертні завдання в медицині.

## Список літератури

1. Катасёв А.С., Кривилёв М.А., Зубрин В.Н. Комплексная система предупреждения сбоев и аварий технологического оборудования процессов ППД // XII Туполевские чтения. Международная молодёжная научная конференция. Казань, 2004 г.: тезисы докладов. – С. 46-47.
2. Глова В.И., Подольская М.А., Катасёв А.С. Нечёткая нейронная модель поиска закономерностей распределения разнотипных данных на примере медицинских исследований // Инфокоммуникационные технологии глобального информационного общества: тез. докл. 4-й ежегодной междунар. научно-практич. конференции. Казань, 2006. – С. 103-106.

В статье рассмотрены принцип построения экспертной системы с использованием нейронечеткой модели. Рассмотрена структура продукционно-нечеткой модели представления знаний и нечеткой нейронной сети. Предложен алгоритм обучения нечеткой нейронной сети. Приведено применение разработанной системы в медицине.

In the article considered principle of construction of consulting model with the use of neyronechetkoy model. The structure of produktsiono-nechetkoy model of representation of knowledges and unclear neyronoy network is considered. The algorithm of teaching of unclear neyronoy network is offered. Application of the developed system is resulted in medicine.

В.В.Пирогов, ас.

Кіровоградський національний технічний університет

## Дослідження стійкості основного руху одного типу ізолюваної матеріальної системи

Розглянута задача про стійкість основного руху ізолюваної матеріальної системи, яка здійснює просторовий рух і складається з абсолютно твердого обертового тіла-носія, нерухокої матеріальної точки, що створює його статичну незрівноваженість та однієї пари маятників (куль), які можуть обертатися навколо повздовжньої осі тіла-носія. Встановлено, що при певних параметрах системи її основний рух, в якому вона обертається навколо повздовжньої осі тіла-носія, може бути стійким.  
**основний рух, ізолювана система, маятник, куля**

**Вступ.** Як відомо, для зрівноваження на ходу швидкісних роторів, а саме кругів шліфувальних машин, CD/DVD-дисків, центрифуг пральних машин і т. п., використовують пасивні автобалансири (АБ) – маятникові, кільцеві, кульові тощо [1,2]. Корегувальні вантажі (КВ) АБ за певних умов з часом самі приходять в те положення, в якому зрівноважують ротор і далі обертаються з ним, як одне ціле, поки не з'являється збурення різного походження.

Дослідження стійкості усталених рухів систем зв'язаних абсолютно твердих тіл, якими є ротор-АБ [1, 2], штучні супутники Землі або космічні апарати, положення яких в просторі стабілізується обертанням [3-15], є актуальною задачею. В [11-13], в рамках моделей, в яких статично або динамічно незрівноважене обертове тіло-носії (надалі просто тіло) здійснює просторовий рух і зрівноважується двома парами маятників (куль) у двох різних площинах зрівноваження, з допомогою енергетичного підходу були виділені всі усталені рухи системи – основні і побічні, оцінена їх стійкість та встановлено, що основні рухи нестійкі. Необхідно зауважити, що побічні рухи – це усталені рухи, в яких система не обертається навколо повздовжньої осі тіла.

В [14, 15] з допомогою емпіричного та енергетичного підходів було встановлено, що основні рухи стійкі у випадку сплюсненого статично незрівноваженого тіла, коли площина зрівноваження знаходиться поблизу центра мас системи. В даній роботі вивчається вплив різних параметрів системи на стійкість її основного руху. Використовується перший метод Ляпунова, який знайшов широке застосування при дослідженні подібних систем [1, 5-8].

**Рівняння руху системи.** Досліджуємо випадок статичного зрівноваження двома маятниками (кулями) тіла, головні осьові моменти інерції якого рівні  $A = B, C$ . Тоді, не обмежуючи загальності, положення нерухокої матеріальної точки масою  $\mu_d$ , яка створює статичну незрівноваженість тіла і знаходиться всередині нього, задається ексцентриситетом  $e_d$  та кутом  $\gamma_d = 0$ . Маятники (кулі) можуть обертатися навколо повздовжньої осі тіла, в площині перпендикулярній до цієї осі. Використаємо рівняння руху, отримані в [16]. Тоді враховуючи, що

$$H_j = H, \quad m_j = m, \quad l_j = l, \quad h_j = d_j = h, \quad / j = 1, 2 / , \quad (1)$$

рівняння руху системи матимуть вигляд:

$$H\dot{\varphi}_j + ml[\ddot{\varphi}_j l + \ddot{y} \cos \varphi_j - \ddot{x} \sin \varphi_j + \dot{\Omega}_z (l + x \cos \varphi_j + y \sin \varphi_j) - (z + h) \times \\ \times (\dot{\Omega}_y \sin \varphi_j + \dot{\Omega}_x \cos \varphi_j) + 2\Omega_z (\dot{x} \cos \varphi_j + \dot{y} \sin \varphi_j) - \Omega_x^2 (y + l \sin \varphi_j) \cos \varphi_j +$$

$$+ \Omega_y^2(x + l \cos \varphi_j) \sin \varphi_j - \Omega_z^2(y \cos \varphi_j - x \sin \varphi_j) - \Omega_x \Omega_y (y \sin \varphi_j - x \cos \varphi_j - l \cos 2\varphi_j) - \Omega_z(z + h)(\Omega_x \sin \varphi_j - \Omega_y \cos \varphi_j) = 0, \quad / j = 1, 2 /; \quad (2)$$

$$M_\Sigma x + \mu_d e_d + ml \sum_{j=1}^2 \cos \varphi_j = 0, \quad M_\Sigma y + ml \sum_{j=1}^2 \sin \varphi_j = 0, \quad M_\Sigma z + h(\mu_d + 2m) = 0; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & [J_x - M_\Sigma(y^2 + z^2)]\Omega_x - (J_{xy} - M_\Sigma xy)\Omega_y - \\ & - (J_{xz} - M_\Sigma xz)\Omega_z - ml(z + h) \sum_{j=1}^2 \dot{\varphi}_j \cos \varphi_j = -K \cos \alpha \sin \beta; \\ & - (J_{xy} - M_\Sigma xy)\Omega_x + [J_y - M_\Sigma(x^2 + z^2)]\Omega_y - \\ & - (J_{yz} - M_\Sigma yz)\Omega_z - ml(z + h) \sum_{j=1}^2 \dot{\varphi}_j \sin \varphi_j = K \sin \alpha; \\ & - (J_{xz} - M_\Sigma xz)\Omega_x - (J_{xy} - M_\Sigma xy)\Omega_y + [J_z - M_\Sigma(x^2 + y^2)]\Omega_z + ml^2 \sum_{j=1}^2 \dot{\varphi}_j + \\ & + ml \left( x \sum_{j=1}^2 \dot{\varphi}_j \cos \varphi_j + y \sum_{j=1}^2 \dot{\varphi}_j \sin \varphi_j \right) = K \cos \alpha \cos \beta, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{тут в (2-4) } \mathbf{\Omega} = \begin{bmatrix} \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \cos \beta - \omega \cos \alpha \sin \beta \\ \dot{\beta} + \omega \sin \alpha \\ \dot{\alpha} \sin \beta + \omega \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix}; \quad M_\Sigma = M + \mu + 2m;$$

$$\begin{aligned} J_x &= A + \mu_d h^2 + m \left( 2h^2 + l^2 \sum_{j=1}^2 \sin^2 \varphi_j \right); \quad J_{xy} = \frac{1}{2} ml^2 \sum_{j=1}^2 \sin 2\varphi_j; \\ J_{xz} &= h \left( \mu_d e_d + ml \sum_{j=1}^2 \cos \varphi_j \right); \quad J_y = A + \mu_d (h^2 + e_d^2) + m \left( 2h^2 + l^2 \sum_{j=1}^2 \cos^2 \varphi_j \right); \\ J_{yz} &= hml \sum_{j=1}^2 \sin \varphi_j; \quad J_z = C + \mu_d e_d^2 + 2ml^2. \end{aligned} \quad (5)$$

**Рівняння першого наближення, характеристичне рівняння.** На основному (незбуреному) русі:

$$\tilde{x} = 0, \quad \tilde{y} = 0, \quad \tilde{z} = z, \quad \tilde{\alpha} = 0, \quad \tilde{\beta} = 0, \quad \tilde{\omega} = \omega_0, \quad \tilde{\varphi}_2 = -\tilde{\varphi}_1, \quad (6)$$

де  $0, 0, z, 0, 0, \omega_0, \tilde{\varphi}_1, \tilde{\varphi}_2$  - незбурений рух;  $\tilde{\varphi}_1$  - незалежний кут повороту маятника.

Вводимо у розглядання збурений рух:

$$x = u, \quad y = v, \quad \alpha = \alpha, \quad \beta = \beta, \quad \omega = \omega_0 + p, \quad \varphi_1 = \tilde{\varphi}_1 + \alpha_1, \quad \varphi_2 = -\tilde{\varphi}_1 + \alpha_2, \quad (7)$$

де  $u, v, \alpha, \beta, p, \alpha_1, \alpha_2$  - відхилення від незбуреного руху ( $|u|, |v|, |\alpha|, |\beta|, |p|, |\alpha_1|, |\alpha_2| \ll 1$ ). Тоді, з врахуванням (7), лінеаризовані рівняння руху системи матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} l_1 &= ml \{ l(\ddot{\alpha}_1 + \dot{p}) + H\dot{\alpha}_1 - (h + z) \times [(\ddot{\alpha} \cos \tilde{\varphi}_1 + 2\dot{\alpha} \omega_0 \sin \tilde{\varphi}_1 - \alpha \omega_0^2 \cos \tilde{\varphi}_1) + \\ & + (\ddot{\beta} \sin \tilde{\varphi}_1 - 2\dot{\beta} \omega_0 \cos \tilde{\varphi}_1 - \beta \omega_0^2 \sin \tilde{\varphi}_1)] - [(\ddot{u} - 2\omega_0 \dot{v} - \omega_0^2 u) \sin \tilde{\varphi}_1 - (\ddot{v} + 2\omega_0 \dot{u} - \omega_0^2 v) \cos \tilde{\varphi}_1] \} = 0; \\ l_2 &= ml \{ l(\ddot{\alpha}_2 + \dot{p}) + H_1 \dot{\alpha}_2 - (h + z) \times [(\ddot{\alpha} \cos \tilde{\varphi}_1 - 2\dot{\alpha} \omega_0 \sin \tilde{\varphi}_1 - \alpha \omega_0^2 \cos \tilde{\varphi}_1) - (\ddot{\beta} \sin \tilde{\varphi}_1 + \\ & + 2\dot{\beta} \omega_0 \cos \tilde{\varphi}_1 - \beta \omega_0^2 \sin \tilde{\varphi}_1)] + ml [(\ddot{u} - 2\omega_0 \dot{v} - \omega_0^2 u) \sin \tilde{\varphi}_1 + (\ddot{v} + 2\omega_0 \dot{u} - \omega_0^2 v) \cos \tilde{\varphi}_1] \} = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

$$u = \frac{ml}{M_\Sigma} (\alpha_1 - \alpha_2) \sin \tilde{\varphi}_1; \quad \dot{u} = \frac{ml}{M_\Sigma} (\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) \sin \tilde{\varphi}_1; \quad \ddot{u} = \frac{ml}{M_\Sigma} (\ddot{\alpha}_1 - \ddot{\alpha}_2) \sin \tilde{\varphi}_1; \quad (9)$$

$$v = -\frac{ml}{M_\Sigma}(\alpha_1 + \alpha_2) \cos \tilde{\varphi}_1; \quad \dot{v} = -\frac{ml}{M_\Sigma}(\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2) \cos \tilde{\varphi}_1; \quad \ddot{v} = -\frac{ml}{M_\Sigma}(\ddot{\alpha}_1 + \ddot{\alpha}_2) \cos \tilde{\varphi}_1; \quad (10)$$

$$(J_x^{(0)} - M_\Sigma z^2)(\dot{\alpha} - \omega_0 \beta) - (J_{xz}^{(1)} - M_\Sigma uz)\omega_0 - mlh_z(\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2) \cos \tilde{\varphi}_1 = -K\beta;$$

$$(J_y^{(0)} - M_\Sigma z^2)(\dot{\beta} + \omega_0 \alpha) - (J_{yz}^{(1)} - M_\Sigma vz)\omega_0 - mlh_z(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) \sin \tilde{\varphi}_1 = K\alpha;$$

$$J_z^{(0)} p + ml^2(\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2) = 0, \quad (11)$$

тут в (11)  $J_x^{(0)} = A + \mu_d h^2 + 2m(h^2 + l^2 \sin^2 \tilde{\varphi}_1)$ ;

$$J_y^{(0)} = B + \mu_d(h^2 + e_d^2) + 2m(h^2 + l^2 \cos^2 \tilde{\varphi}_1); \quad J_z^{(0)} = C + \mu_d e_d^2 + 2ml^2;$$

$$J_{xz}^{(1)} = -mlh(\alpha_1 - \alpha_2) \sin \tilde{\varphi}_1; \quad J_{yz}^{(1)} = mlh(\alpha_1 + \alpha_2) \cos \tilde{\varphi}_1; \quad K = J_z^{(0)} \omega_0, \quad (12)$$

де  $J_x^{(0)}$ ,  $J_y^{(0)}$ ,  $J_z^{(0)}$  - осьові моменти інерції в нульовому наближенні;  $J_{xz}^{(1)}$ ,  $J_{yz}^{(1)}$  - відцентрові моменти інерції в першому наближенні. Виконаємо заміну змінних:

$$\gamma_1 = (\alpha_1 + \alpha_2)/2, \quad \gamma_2 = (\alpha_1 - \alpha_2)/2. \quad (13)$$

Тоді виключаючи параметри  $u$ ,  $v$  та  $p$  і перетворюючи вирази (8) за алгоритмом

$$L_1 = (l_1 + l_2)/2, \quad L_2 = (l_1 - l_2)/2, \quad (14)$$

матимемо наступні рівняння руху системи у безрозмірному вигляді:

$$\frac{1}{R_A} \dot{\alpha} - \left( \frac{1}{R_A} - \frac{1}{R_C} \right) \beta - 2h' \cos \tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_1 + 2h' \sin \tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_2 = 0;$$

$$\left( \frac{1}{R_B} - \frac{1}{R_C} \right) \alpha + \frac{1}{R_B} \dot{\beta} - 2h' \cos \tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_1 - 2h' \sin \tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_2 = 0;$$

$$-h' \cos \tilde{\varphi}_1 \ddot{\alpha} + h' \cos \tilde{\varphi}_1 \ddot{\alpha} + 2h' \cos \tilde{\varphi}_1 \dot{\beta} + (1 - 2R_C - 2R_m \cos^2 \tilde{\varphi}_1) \ddot{\gamma}_1 + H' \dot{\gamma}_1 +$$

$$+ 2R_m \cos^2 \tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_1 + 2R_m \sin 2\tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_2 = 0;$$

$$-2h' \sin \tilde{\varphi}_1 \ddot{\alpha} - h' \sin \tilde{\varphi}_1 \ddot{\beta} + h' \sin \tilde{\varphi}_1 \ddot{\beta} - 2R_m \sin 2\tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_1 + (1 - 2R_m \sin^2 \tilde{\varphi}_1) \ddot{\gamma}_2 +$$

$$+ H' \dot{\gamma}_2 + 2R_m \sin^2 \tilde{\varphi}_1 \dot{\gamma}_2 = 0, \quad (15)$$

тут в (15)  $R_A = \frac{ml^2}{J_x^{(0)} - M_\Sigma z^2} = \frac{ml^2}{A_G}$ ;  $R_B = \frac{ml^2}{J_y^{(0)} - M_\Sigma z^2} = \frac{ml^2}{B_G}$ ;  $R_C = \frac{ml^2}{J_z^{(0)}} = \frac{ml^2}{C_G}$ ;

$$h' = \frac{h_z}{l} = \frac{z+h}{l}; \quad R_m = \frac{m}{M_\Sigma}; \quad H' = \frac{H}{ml^2 \omega_0}. \quad (16)$$

Знайдемо характеристичне рівняння. Позначимо:

$$a_{11} = \frac{\lambda}{R_A}; \quad a_{12} = -\left( \frac{1}{R_A} - \frac{1}{R_C} \right); \quad a_{13} = -2h' \cos \tilde{\varphi}_1 \lambda; \quad a_{14} = 2h' \sin \tilde{\varphi}_1; \quad a_{21} = \left( \frac{1}{R_B} - \frac{1}{R_C} \right);$$

$$a_{22} = \frac{\lambda}{R_B}; \quad a_{23} = -2h' \cos \tilde{\varphi}_1; \quad a_{24} = -2h' \sin \tilde{\varphi}_1 \lambda = a_{41}; \quad a_{31} = -h' \cos \tilde{\varphi}_1 (\lambda^2 - 1); \quad a_{32} = -a_{13};$$

$$a_{33} = (1 - 2R_C - 2R_m \cos^2 \tilde{\varphi}_1) \lambda^2 + H' \lambda + 2R_m \cos^2 \tilde{\varphi}_1; \quad a_{34} = 2R_m \sin 2\tilde{\varphi}_1 \lambda;$$

$$a_{42} = -h' \sin \tilde{\varphi}_1 (\lambda^2 - 1); \quad a_{43} = -a_{34}; \quad a_{44} = (1 - 2R_m \sin^2 \tilde{\varphi}_1) \lambda^2 + H' \lambda + 2R_m \sin^2 \tilde{\varphi}_1. \quad (17)$$

Тоді характеристичне рівняння системи (15) задає визначник:

$$\Delta(\lambda) = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix}. \quad (18)$$

Подамо характеристичне рівняння у вигляді поліному:

$$\Delta(\lambda) = a_6 \lambda^6 + a_5 \lambda^5 + a_4 \lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0, \quad (19)$$

$$\text{де } a_6 = \frac{1}{R_A R_B} [1 - 2(R_m + h^2 R_B) \sin^2 \tilde{\varphi}_1] \times \{1 - 2[R_C + (R_m + h^2 R_A) \cos^2 \tilde{\varphi}_1]\};$$

$$a_5 = \frac{2H}{R_A R_B} [1 - R_m - R_C - h^2 (R_A \cos^2 \tilde{\varphi}_1 + R_B \sin^2 \tilde{\varphi}_1)];$$

$$a_4 = \frac{1}{R_A R_B R_C^2} \langle (R_C - R_A)(R_C - R_B) + R_C^2 \{H^2 + 2[R_A + R_B - R_C + h^2 (R_A - R_B)] \times \\ \times (1 + 2 \cos^2 \tilde{\varphi}_1)\} - 2R_C R_A R_B (1 - 3h^2) + 2R_m [R_C (R_A + R_B) - R_A R_B] + \\ - 4R_C \sin^2 \tilde{\varphi}_1 \{R_C h^2 [R_C (R_A - R_B) + 3R_A R_B] + R_m [R_C (R_A + R_B) - 3R_A R_B]\} + \\ + \sin^2 2\tilde{\varphi}_1 \{3h^4 R_A R_B R_C^2 + h^2 R_m R_C \times [3R_C (R_A + R_B) - 2R_A R_B] + \\ + R_m^2 [R_C (3R_C - R_A - R_B) + R_A R_B]\} \rangle;$$

$$a_3 = \frac{2H}{R_A R_B R_C^2} \{ (R_C - R_A)(R_C - R_B) + R_m [R_C (R_A + R_B) - R_A R_B] - \\ - R_C^2 [2R_C - R_A - R_B + h^2 \cos 2\tilde{\varphi}_1 (R_A - R_B)] - R_A R_B R_C (1 - 3h^2) \};$$

$$a_2 = \frac{1}{R_A R_B R_C^2} \langle (H^2 + 2R_m)(R_C - R_A)(R_C - R_B) + \\ + 2h^2 R_C [R_C (R_A \sin^2 \tilde{\varphi}_1 + R_B \cos^2 \tilde{\varphi}_1) - R_A R_B] - \\ - 4R_C \sin^2 \tilde{\varphi}_1 (R_C - R_B) [R_m (R_C - R_A) + R_A R_C] + \sin^2 2\tilde{\varphi}_1 \{3h^4 R_A R_B R_C^2 + h^2 R_m R_C \times \\ \times [3R_C (R_A + R_B) - 2R_A R_B] + R_m^2 [R_C (3R_C - 2R_A - 2R_B) + 2R_A R_B]\} \rangle;$$

$$a_1 = \frac{2H}{R_A R_B R_C^2} \{ R_m (R_C - R_A)(R_C - R_B) + h^2 [R_C^2 \cos^2 \tilde{\varphi}_1 (R_B - R_A) + R_A R_C (R_C - R_B)] \};$$

$$a_0 = \frac{\sin^2 2\tilde{\varphi}_1}{R_A R_B R_C^2} [R_m (R_C - R_A) + h^2 R_A R_C] \times [R_m (R_C - R_B) + h^2 R_B R_C]. \quad (20)$$

Критерій Рауса-Гурвіца дає наступні умови асимптотичної стійкості [17]:

$$\Delta_1 = a_1 > 0, \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} > 0, \quad \dots, \quad \Delta_n = a_n \Delta_{n-1} > 0. \quad (21)$$

**Аналіз коренів характеристичного рівняння.** В зв'язку з тим, що корені поліному шостого ступеня (19) аналітично знайти неможливо, а умови отримані з допомогою критерію Рауса-Гурвіца неможливо проаналізувати, то будемо шукати приблизний розв'язок методом розкладання коренів алгебраїчних рівнянь за степенями малого параметру. Дослідимо стійкість основних рухів у випадку, коли маса маятників (куль) набагато менше маси тіла, тоді:

$$R_A \sim R_B \sim R_C \sim R_m \sim \varepsilon, \quad / \varepsilon \ll 1/. \quad (22)$$

Нехай для сплюсненого тіла будемо враховувати, що

$$R_B = R_A > R_C, \quad (23)$$

для витягнутого тіла

$$R_B = R_A < R_C. \quad (24)$$

Тоді, в нульовому наближенні, збираючи всі коефіцієнти порядку  $1/\varepsilon^2$ , отримаємо наступне рівняння:

$$R_C^2(\lambda + H)^2(\lambda^2 + f_\Delta^2)\lambda^2 = 0, \quad (25)$$

$$\text{тут в (25) } f_\Delta = \frac{R_\Delta}{R_C} = \left(1 - \frac{R_A}{R_C}\right). \quad (26)$$

Розв'язком рівняння (25) є корені:

$$\lambda_{1,2}^{(0)} = -H, \quad \lambda_{3,4}^{(0)} = \pm if_\Delta, \quad \lambda_{5,6}^{(0)} = 0. \quad (27)$$

Для пошуку уявних коренів в першому наближенні подамо їх у такому вигляді:

$$\lambda_{3,4}^{(1)} = \pm if_\Delta + \lambda_1 \varepsilon. \quad (28)$$

Підставляючи (28) в (19) та збираючи всі коефіцієнти порядку  $1/\varepsilon$  отримаємо наступне рівняння

$$(k_1 + ik_2)\lambda_1 + k_3 + ik_4 = 0, \quad (29)$$

розв'язком якого є корені:

$$\lambda_{3,4}^{(1)} = -\frac{k_1 k_3 + k_2 k_4 \pm i(k_1 k_4 - k_2 k_3)}{k_1^2 + k_2^2}, \quad (30)$$

$$\text{тут в (29) та (30) } k_1 = \frac{4H f_\Delta^4}{R_A^2}; \quad k_2 = \frac{2f_\Delta^3}{R_A^2}(f_\Delta^2 - H^2);$$

$$k_3 = \frac{2f_\Delta^3}{R_A^2}[f_\Delta(b + f_\Delta^2 c) - a]; \quad k_4 = -\frac{H k_3}{R_C^2 f_\Delta}. \quad (31)$$

В свою чергу в (31)

$$a = R_m f_\Delta + h^2 R_A; \quad c = R_C^2(R_C + R_m + h^2 R_A);$$

$$b = R_m R_A(2R_C - R_A) - R_C(R_C^2 f_\Delta^2 - 3h^2 R_A^2). \quad (32)$$

Аналізуючи корені (30) видно, що стійкість основного руху буде визначати їх дійсна частина, яку подамо так:

$$-\frac{k_1 k_3 + k_2 k_4}{k_1^2 + k_2^2} = \frac{H h^2 R_A^4 (f_\Delta^2 - H^2)}{f_\Delta R_C^3 [4H^2 f_\Delta^2 + (f_\Delta^2 - H^2)^2]}. \quad (33)$$

Для сплюсненого тіла, враховуючи умову (23) та те, що  $f_\Delta < 0$ , умова стійкості матиме вигляд:

$$f_\Delta^2 - H^2 > 0, \quad (34)$$

або з врахуванням (16)

$$\left(\frac{A_G - C_G}{A_G}\right)^2 > \left(\frac{H}{ml^2 \omega_0}\right)^2. \quad (35)$$

Для витягнутого тіла, враховуючи умову (24) та те, що  $f_\Delta > 0$ , умова стійкості матиме вигляд:

$$f_\Delta^2 - H^2 < 0, \quad (36)$$

або з врахуванням (16)

$$\left(\frac{A_G - C_G}{A_G}\right)^2 < \left(\frac{H}{ml^2 \omega_0}\right)^2. \quad (37)$$

Для пошуку нульових коренів в першому наближенні подамо їх у такому вигляді:

$$\lambda = \lambda_1 \varepsilon. \quad (38)$$

Підставляючи (38) в (19) та збираючи всі коефіцієнти порядку одиниці отримаємо наступне рівняння:

$$a_1 \lambda_1^2 + b_1 \lambda_1 + c_1 = 0, \quad (39)$$

корені якого мають вигляд

$$\lambda_{5,6}^{(1)} = \left( -b_1 \pm \sqrt{b_1^2 - 4a_1 c_1} \right) / 2a_1, \quad (40)$$

або

$$\lambda_{5,6}^{(1)} = -b_1 \left( 1 \mp \sqrt{1 - \sin^2 2\tilde{\varphi}_1} \right) / 2a_1, \quad (41)$$

$$\begin{aligned} \text{тут в (37) та (38)} \quad a_1 &= H^2 R_C^2 f_\Delta^2; \quad b_1 = 2H^2 R_C^2 f_\Delta (R_m f_\Delta + h^2 R_A); \\ c_1 &= R_C^2 \sin^2 2\tilde{\varphi}_1 (R_m f_\Delta + h^2 R_A)^2. \end{aligned} \quad (42)$$

Так як

$$a_1 > 0, \quad c_1 > 0, \quad \pi/2 > \tilde{\varphi}_1 > \pi/4. \quad (43)$$

то стійкість руху буде визначати параметр  $b_1$ . Для сплюсненого тіла, враховуючи умову (23), умова стійкості матиме вигляд:

$$R_m f_\Delta + h^2 R_A < 0, \quad (44)$$

або з врахуванням (16)

$$A_G + M_\Sigma h_z^2 < C_G. \quad (45)$$

Для витягнутого тіла, враховуючи умову (24), умова стійкості матиме вигляд:

$$R_m f_\Delta + h^2 R_A > 0, \quad (46)$$

або з врахуванням (16)

$$A_G + M_\Sigma h_z^2 > C_G. \quad (47)$$

Таким чином, із точністю до величин першого порядку малості включно, корені характеристичного рівняння (19) подаються такими розкладаннями:

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= -H^2; \quad \lambda_{3,4} = \frac{H h^2 R_A^4 (f_\Delta^2 - H^2)}{f_\Delta R_C^3 [4H^2 f_\Delta^2 + (f_\Delta^2 - H^2)^2]} \pm \\ &\pm i \left\{ f_\Delta + \frac{[2H^2 + R_C^2 (f_\Delta^2 - H^2)] [R_C^2 a - f_\Delta (b + c R_C^2 f_\Delta^2)]}{R_C^2 [4H^2 f_\Delta^2 + (f_\Delta^2 - H^2)^2]} \right\}, \\ \lambda_{5,6} &= -\frac{R_m f_\Delta + h^2 R_A}{H f_\Delta} (1 \mp \sqrt{1 - \sin^2 2\tilde{\varphi}_1}). \end{aligned} \quad (48)$$

**Результати чисельних розрахунків.** В зв'язку з тим, що по кореням (48) характеристичного рівняння можна отримати точну оцінку стійкості основного руху лише у випадку, коли маса маятників (куль) набагато менше маси тіла, то для більш загального випадку, корені характеристичного рівняння (19), необхідно досліджувати чисельно. В чисельних розрахунках використані параметри штучного супутника IMAGE [18], запущеного 2000 року, в США. Супутник використовувався при дослідженні взаємного впливу магнітосфер Землі та Сонця. Для утримання довгий час певного положення супутника в просторі, він був закручений навколо своєї повздовжньої осі, відносно якої осьовий момент інерції максимальний. Кількість обертів відносно повздовжньої осі становила  $n=3-5$  об/хв. Для зменшення кута нутації, на супутник був встановлений рідинний демпфер, виконаний у вигляді трубки частково заповненої ртуттю, маса якої складала 0,0024 частки від маси супутника або становила  $m = 1,2$  кг.

Необхідно зазначити, що незважаючи на наявність демпфера на супутнику, кут нутації, як було встановлено, не зменшувався, а збільшувався. Така аномальна поведінка супутника, на думку авторів, пояснювалась неефективною роботою демпфера, в

результаті відсутності дисипації енергії нутаційних коливань, що, в свою чергу, викликано відсутністю руху ртуті в трубці внаслідок її високого поверхневого натягу.

Розглянемо більш детально параметри супутника. Корпус супутника виконано за формою прямого колового циліндра. Маса та радіус бічної поверхні циліндричного корпусу супутника відповідно становлять  $M = 490$  кг,  $R = 1,1$  м. Кутова швидкість обертання та осьові моменти інерції супутника відповідно обчислювались по формулам  $\omega_0 = \pi l / 30$ ,  $A = B = 0,25M[(H_T^2 / 3) + R^2]$ ,  $C = MR^2 / 2$ , де  $H_T$  - висота його циліндричного корпусу. Інші параметри мають такі значення:  $\mu = 1,2$  кг;  $e = 0,9$  м. Нижче в табл. 1 наведені межі зміни параметрів, крок їх зміни і оптимальне значення в моделі.

Таблиця 1 - Межі зміни, крок зміни і оптимальне значення параметрів в моделі

Параметр		Значення по замовчуванню	Межі зміни параметра	Крок зміни параметра	Оптимальне значення
$n_i$ , об/хв	$i=1$	10*	1 – 301	10	50**
	$i=2$	50*			60**
	$i=3$	100*			50**
$h$ , м		0,2	0 – 0,75	0,05	0,2**
$h_{on}$ , кг·м <sup>2</sup> ·с <sup>-1</sup>		1	0 – 5	0,25	1**
					1**
					0,25***
$H_T$ , м		1,5	0,5 – 4	0,25	1,5**
$m_i$ , кг	$i=1$	1,2	0,6 – 9,6	0,6	--***
	$i=2$	4,8			8,5**
	$i=3$	9,6			4**
$l$ , м		0,9	0,45 – 1,1	0,05	0,8**
					0,95**
					0,85**
* - значення використані при побудові залежності наведеної на рис. 1, д. При побудові інших залежностей використано значення $n_2$ .					
** - значення знайдені при $m_1, m_2, m_3$ .					
*** - не знайдено оптимального значення					

На рис. 1, а-е, приведені залежності мінімальних значень дійсних частин коренів характеристичного рівняння (19), від: кількості обертів за хвилину тіла –  $n$ ; відстані площини зрівноваження від центра мас тіла –  $h$ ; коефіцієнта сил в'язкого опору –  $h_{on}$ ; висоти циліндричного корпусу тіла –  $H_T$ ; довжини –  $l$  та маси маятника –  $m$ . Необхідно зазначити, що параметр  $H_T$  впливає на співвідношення осьових моментів інерції тіла.

Аналізуючи отримані залежності, видно, що основний рух стійкий майже при всіх досліджуваних параметрах, причому для всіх них існує оптимальне значення при якому швидкість приходу системи до основного руху буде найменша. Важливими параметрами, які впливають на стійкість (нестійкість) основного руху є параметри  $h$  та  $H_T$ . Проведемо більш детальний їх аналіз. Як видно з рис. 1, б, при перевищенні певного значення параметра  $h > 0,31$  м, основний рух стає нестійким і тим швидше, чим більша маса маятника (для маси маятника  $m_1 = 1,2$  кг -  $h > 0,34$  м). Даний результат добре пояснює аномальну поведінку супутника IMAGE, в якому площина розташування рідинного демпфера

перевищувала допустиме значення параметра  $h$ , який складав  $h=0,625$  м. При перевищенні певного значення параметра  $H_T > 1,75$  м або при перевищенні співвідношення  $A/C > 0,92$ , як видно з рис. 1, г, основний рух стає нестійким, що підтверджує результати отримані в роботах [14, 15].

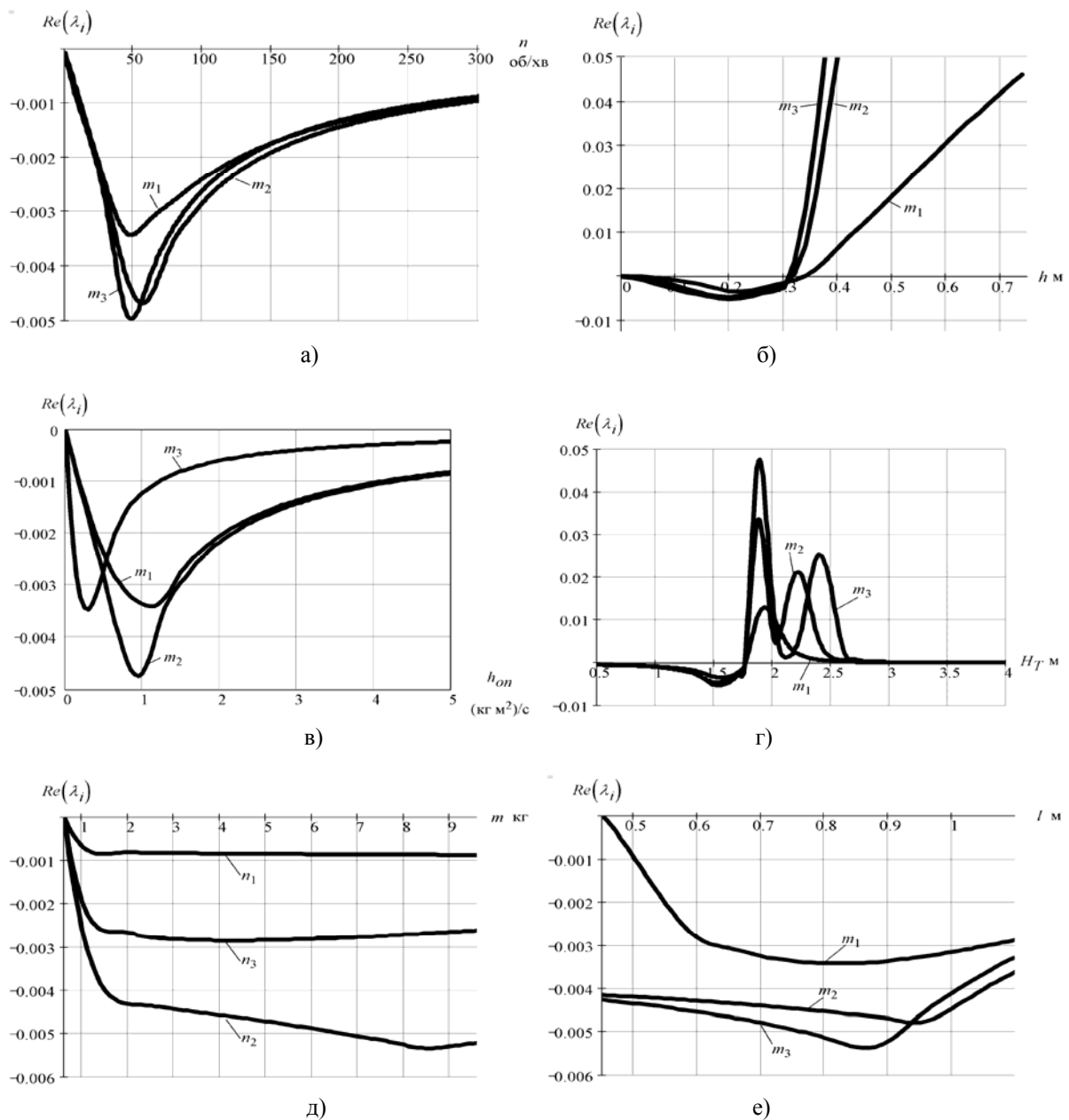


Рисунок 1 - Залежності мінімальних значень дійсних частин коренів характеристичного рівняння від параметрів системи

**Висновки.** Встановлено, що при певних параметрах системи, яка складається з статично незрівноваженого сплюсненого тіла та однієї пари маятників (куль), основний рух може бути стійким. Знайдені аналітичні умови стійкості основного руху у випадку, коли маса маятників (куль) набагато менша за масу системи.

## Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.

2. Гусаров А.А., Сусанин В.И., Шаталов Л.Н., Грушин Б.М. Автоматическая балансировка роторов машин. – М.: Наука, 1997. – 151 с.
3. Alper J.R. Analysis of pendulum damper for satellite wobble damping // AIAA Aerospace Sciences Meeting, New York, Jan. 20-22, 1964.
4. Ильин А.А., Овчинников М.Ю., Пеньков В.И. Обеспечение ориентации малого спутника, стабилизируемого собственным вращением // Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, № 83, - М.: ИПМ, 2004. – 28 с.
5. Мирер С.А., Сарычев В.А. Оптимальные параметры спутника, стабилизируемого вращением, с демпфером маятникового типа // Космические исследования. – 1997. – т.35., №6. – С. 651-658.
6. Сарычев В.А., Сазонов В.В. Некоторые вопросы динамики вращательного движения спутников. 1. Нутационные демпферы спутников, стабилизируемых вращением. //Препринт ИПМ АН СССР; №45, - М.: ИПМ, 1974. – 56 с.
7. Васильев В.Г., Ковтуненко В.М. Об устойчивости вращения космического аппарата с шарнирно присоединенными стержнями // Космические исследования - 1969. – т. 7, вып. 5. - С. 627-636.
8. Васильев В.Г., Семенов М.В. Динамика равновесных конфигураций вращающегося космического аппарата с длинными стержнями // Техническая механика - 2001. – № 1. - С. 110-118.
9. Гробов В.А. К теории вращательных движений свободного твердого тела, несущего маятники // Укр. матем. журнал, 1969. - 21, № 6, - С. 818—823.
10. Chinnery A.E., Hall C.D. The Motion of a Rigid Body with an Attached Spring-Mass-Damper // Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 18, No. 6, 1995, pp. 1404-1409.
11. Пирогов В.В. Стабилизация оси вращения тела в пространстве пассивными автобалансирующими устройствами // Труды XXX Академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2006 г.
12. Филимонихин Г.Б., Пирогов В.В., Филимонихина И.И. Стабилизация маятниковыми демпферами пространственного положения оси вращения несущего тела // Прикладная механика. – 2007. – т. 43, №10. – С. 122 – 128.
13. Пирогов В.В. Стабілізація положення осі обертання тіла-носія маятниками (кулями) // X Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос», Дніпропетровськ, квітень, 2008.
14. Филимонихина И.И., Филимонихин Г.Б. Условия уравнивания автобалансирами вращающегося тела в изолированной системе // Прикладная механика, т.43, №11, 2007. –С.113-120.
15. Філімоніхіна І.І., Філімоніхін Г.Б. Усталені рухи і умови самозрівноваження одного типу ізольованої системи // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2007. - №3. – С. 103-109.
16. Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В., Філімоніхіна І.І. Рівняння руху ізольованої системи, яка здійснює просторовий рух // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2007. - №4. – С. 94-100.
17. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. – М.: Наука, 1987. – 304 с.
18. Hubert C., Swanson D. Surface Tension Lockup in the IMAGE Nutation Damper — Anomaly and Recovery // NASA GSFC Flight Mechanics Symposium, 2001.

Рассмотрена задача об устойчивости основного движения изолированной материальной системы, которая осуществляет пространственное движение и состоит из абсолютно твердого вращающегося тела-носителя, неподвижной материальной точки, которая создает его статическую неуравновешенность, и одной пары маятников (шаров), которые могут вращаться вокруг продольной оси тела-носителя. Установлено, что при определенных параметрах системы ее основное движение, в котором она вращается вокруг продольной оси тела-носителя, может быть устойчивым.

Is considered task about firmness the main motion of the isolated material system which makes space motion and consists of rotated absolutely rigid body, immobile material points that create its misbalance and one pair pendulums (balls) which can revolve around of the longitudinal axis of body. Is established, that at the certain parameters is stable the main motions of a system – the motion in which the system rotates around the longitudinal axis of body.

## Дослідження стану і тенденцій розвитку енергетики в Україні та шляхи подолання її проблем з використанням відновлюваних джерел енергії

У даній статті проведено дослідження забезпечення енергоресурсами. Пропонується в якості альтернативного джерела енергії застосувати лушпиння соняшника, яке утворюється при його переробці на маслоекстракційному заводі. Запропоновано використання АСУТП для організації технології отримання електроенергії із лушпиння соняшника.

**енергетика, біомаса, лушпиння соняшника, відновлювані джерела енергії**

В останні роки в Україні у зв'язку з дефіцитом основних невідновлюваних енергетичних ресурсів актуальним стає питання переходу на альтернативні відновлюванні джерела енергії [1].

У роботах [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7] розглядається використання вітроенергетики, гідроенергетики, сонячної енергії, а також енергії біомаси з деревини. Але умови реалізації вказаних видів енергії достатньо складні для отримання великої кількості електричної енергії для забезпечення населення України. В зв'язку з тим, що вимагаються обширні території для розташування електростанцій відповідного типу та кліматичні умови України не можуть забезпечити постійний приток природної енергії.

Метою статті є огляд поточного стану енергетики в Україні та дослідження перспективності розвитку отримання електроенергії з різних видів біомас, а також обґрунтування вибору використання нетрадиційних природних енергоресурсів на маслоекстракційному заводі для отримання електроенергії, що є темою подальших досліджень в цьому напрямку.

В умовах виснаження запасів основних енергоресурсів і потреб більш ніж шестимільярдного населення Землі, яке постійно росте, актуальним стає пошук альтернативних і відновлюваних джерел енергії. Аналіз енергетичного балансу виробництва і споживання енергії в світі показує, що виробництво енергії в світі зростає (табл. 1) [8]. В 1997 році воно склало 13 млрд. тонн умовного палива (т.у.п). У 2004 році – близько 14 млрд. т.у.п. За прогнозами з урахуванням тенденції до енергозбереження, до 2050 року виробництво енергії в світі зросте до 21,5 млрд. т.у.п.

Основними складовими виробленої енергії зараз є традиційні невідновлювальні джерела: вугілля, нафта, природний газ. Їхня доля складає близько 82%.

Інші енергоресурси:

- атомна енергія – близько 7%;
- традиційні відновлювальні джерела енергії – близько 10% (це гідроенергія великих потоків – 3%, біомаса – 7%);
- нові відновлювальні джерела енергії – близько 1% (вітрова, сонячна, геотермальна, енергія біомаси).

Темпи зростання здобичі основних джерел енергії – нафти, газу, вугілля значно відстають від темпів зростання їх споживання, а світові запаси невідновлюваних енергоресурсів (нафти, вугілля та газу) досить обмежені. Виходячи з цього, останніми роками спостерігається стрімке підвищення цін на енергоресурси. Тільки за останні 12

місяців вартість барелю нафти на світових ринках збільшилася удвічі і досягла 126 доларів США за один барель [9]. Вартість природного газу в світі за останні 6 років піднялася в 4 рази.

Таблиця 1 - Енергетичний баланс виробництва та споживання енергії в світі [8]

Показники	Світове виробництво енергії в світі							
	1974		1986		1997		2004	
	млрд. т.у.п.	%	млрд. т.у.п.	%	млрд. т.у.п.	%	млрд. т.у.п.	%
Загальне виробництво	8,54	100	10,94	100	13,0	100	14,0	100
в тому числі:								
тверде паливо	2,12	24,8	2,97	27,1	3,28	25,2	3,4	24,3
нафта	4,16	48,8	4,29	39,2	4,85	37,3	5,0	35,7
природний газ	1,45	17,0	2,10	19,2	2,82	21,7	3,23	23,1
ядерна енергія	0,1	1,2	0,59	5,4	0,88	6,8	1,05	7,5
гідроенергія	0,18	2,1	0,25	2,3	0,32	2,5	0,40	2,8
геотермічна енергія	0,01	0,01	0,03	0,3	0,05	0,3	0,07	0,5
енергія біомаси	0,51	6,1	0,71	6,5	0,8	6,2	0,85	6,1
Населення, млрд.чол.	3,847		4,923		5,821		6,365	
Використання, т.у.п./люд.	2,16		2,20		2,23		2,20	
Виробництво електроенергії, кВт/люд.	1630		2061		2350		2390	
Емісія CO <sub>2</sub> , т/люд.	4,03		3,89		3,920		3,950	

За оцінкою вчених запасів нафти і газу в основних нафтовидобувних районах вистачить не більше ніж на 100 років при сьогоденному рівні їх здобичі і споживання. Промислово значущі запаси урану-235 будуть вичерпані вже через 30-40 років [10]. Практично невичерпні запаси термоядерного палива - водню, проте керовані термоядерні реакції поки не освоєні і невідомо, коли вони будуть використані для промислового отримання енергії в чистому вигляді, тобто без участі в цьому процесі реакторів ділення.

Збільшення цін на енергоресурси, швидкий розвиток атомної енергетики, зростання вимог до захисту навколишнього середовища потребують нового підходу до енергетики.

У ситуації, що склалася, залишаються два шляхи: строга економія при витрачанні енергоресурсів і використання нетрадиційних відновлюваних джерел енергії.

У ряді високорозвинутих країн Західної Європи, Японії, Кореї в даний час активно упроваджуються нові методи отримання енергії з альтернативних джерел живлення. У Голандії, Данії, Бельгії успішно використовують енергію вітру, а в Іспанії, Угорщині, Японії активно розвивають потужності для перетворення сонячної енергії в електричну. Практично у всіх передових країнах світу розробляються і активно упроваджуються проекти отримання енергії з продуктів рослинництва, тобто біомаси.

У 1995 р. в країнах Євросоюзу відновлюваних джерел енергії припадало на частку 74,3 млн. т. нафтового еквівалента, що складало близько 6% загального споживання первинних енергоносіїв. З них на долю біомаси доводилося більше 60%, що еквівалентно близько 3% загального споживання первинних енергоносіїв. У окремих країнах внесок біомаси в загальне споживання первинних енергоносіїв значно перевищує середньоєвропейський: у США її частка складає 3,2%, в Данії - 8%, у Фінляндії - 21%, в Швеції - 19%, в Австрії - 11%.

Відповідно до програми розвитку відновлюваних джерел енергії (White Paper) [8], в країнах Євросоюзу біомаса покриватиме близько 74% загального внеску поновлюваних джерел енергії в 2010 г, що буде еквівалентне близько 9% загального споживання первинних енергоносіїв (табл. 2). Очевидно, що біомаса складає найбільш розвинений і поступально зростаючий сектор відновлюваних джерел енергії в Євросоюзі.

Таблиця 2 - Виробництво теплової і електричної енергії з відновлюваних джерел енергії в країнах Євросоюзу [8]

Тип відновлюваних джерел енергії	Виробництво енергії			
	1995 р.		2010 р.	
	млн. т н.е.	%	млн. т н.е.	%
Вітроенергетика	0.35	0.5	6.9	3.8
Гідроенергетика	26.4	35.5	30.55	16.8
Фотоелектрична енергетика	0.002	0.003	0.26	0.1
Біомаса	44.8	60.2	135	74.2
Геотермальна енергетика	2.5	3.4	5.2	2.9
Сонячні теплові колектори	0.26	0.4	4	2.2
Всього	74.3	100	182	100

Розвиток використання енергії біомаси має значення не тільки з погляду виробництва електроенергії, а також ще більшу цінність представляє з позицій екології, оскільки вирішує проблему утилізації відходів промислових і сільськогосподарських підприємств.

Україна володіє могутнім енергетичним, ресурсним і виробничим потенціалом, включаючи вугілля, уранову сировину, транзитну нафтогазову інфраструктуру, потужності по виробництву електроенергії, і є найбільш забезпеченою країною Європи (виключаючи Росію). Разом з тим, значні об'єми природного газу і нафтопродуктів Україні доводиться імпортувати. У структурі споживання первинної енергії в Україні за минулі роки найбільший об'єм споживання доводиться на природний газ (41%), тоді як в світі він складає 21%. Об'єм споживання нафти в Україні рівний 19%, вугілля - 19%, урану - 17%, гідроресурсів і інших відновлюваних джерел енергії - 4%. Україна займає шосте місце в світі по споживанню природного газу, третє - за об'ємом його імпорту [11]. За три роки вартість природного газу, що купується Україною, збільшилася з 50 до 180 доларів за тисячу кубометрів, що поставило на грань виживання ряд галузей народного господарства, а з 2009 року реально може наблизитися до відмітки 300 доларів за 1 тис.м<sup>3</sup>. Тому для України одним з найбільш актуальних завдань є необхідність скорочення споживання природного газу і для її вирішення потрібно шукати альтернативні джерела енергії і упроваджувати енергозбережні технології.

Доля відновлюваних джерел енергії в Україні зараз складає всього 6,3% і до 2010 року планується довести її частку до 15% (табл. 3).

Використання альтернативних джерел енергії дозволяє здешевити одержувану теплову і електроенергію і забезпечує значний економічний ефект, що зрештою призводить до зниження витрат на виробництво і зростанню конкурентоспроможності продукції, яка випускається.

Таблиця 3 - Структура відновлюваних джерел енергії в енергоспоживанні України [11]

Вид паливно енергетичних ресурсів	Одиниця виміру	Роки				
		1990	1995	2000	2005	2010
Загальна потреба в енергоносіях	млн. т у.п.	308,2	187,8	250,8	268,4	273
	%	100	100	100	100	100
Відновлювальні джерела енергії,	млн. т у.п.	5,052	4,418	7,735	17,03	41,872
	%	1,64	2,35	3,1	6,3	15,3
– традиційні:	млн. т у.п.	4,852	4,168	5,5	6,04	9,64
в т.ч.:						
гідроенергія	млн. т у.п.	3,852	3,168	4,5	5,04	8,64
дрова		1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
– нетрадиційні	млн. т у.п.	0,2	0,250	2,235	11,263	32,232

В Україні практично не використовуються величезні запаси біомаси, яка сьогодні є четвертим по значенню паливом в світі, що дає близько 2 млрд. тонн умовного палива в рік, що складає близько 14% загальносвітового споживання первинних енергоносіїв (у країнах, що розвиваються, — більше 30%, а іноді і 50-80%).

В Україні ця частка складає 0,5% і то лише за рахунок спалювання деревних відходів. Але біомаса – це не тільки деревина і її відходи, але і солома, лушпиння соняшнику і гречки, стебла і качани кукурудзи і інші рослинні відходи. Зі всього цього можна отримати енергію. Енергетичний потенціал біомаси в нашій країні складає за різними оцінками від 11 до 18 мільйонів тонн умовного палива в рік. А 10 млн. тонн умовного палива – це близько 13% загального споживання первинних енергоносіїв [11, 12].

Біомаса (без частки, використаної іншими секторами економіки) може забезпечити 5,3-8,8% загальної потреби України в первинній енергії (з урахуванням різних оцінок енергетичного потенціалу біомаси). Технології утилізації біомаси знаходяться на початку свого розвитку в Україні і мають добрі перспективи комерціалізації в найближчому майбутньому.

Енергетичний потенціал теплової енергії сировини для біомаси в Україні приведено в таблиці 4, він складає біля 10 млн. тонн умовного палива. Це майже нинішня річна потреба АПВ в енергії.

Таблиця 4 - Потенціал України за ресурсами енергетичної біосировини [11]

Енергетична біосировина	Енергетичний потенціал, млн. т у.п.
Зернові (солома)	2,21
Кукурудза (стебло)	1,19
Соняшник (стебло, лузга)	2,31
Відходи деревини	2,02
Гній (гноївка)	1,60
Всього	9,33

Найбільш перспективною сировиною для біомаси, як показав аналіз даних, наведених у таблиці 4, є соняшник.

При переробці однієї тонни соняшнику одержують 250 кг відходів у вигляді лушпиння. Відповідно при переробці в рік на маслоекстракційних підприємствах України 5,3 млн. тонн соняшнику відходи складають близько 1,3 млн. тонн [9].

Утилізація такої величезної кількості відходів є достатньо серйозною проблемою для маслоекстракційних підприємств і вимагає значних грошових коштів.

Враховуючи високу теплоємність лушпиння соняшника (теплота згорання складає від 3871 ккал/кг до 4370 ккал/кг) і великі об'єми для переробки, доцільно використовувати його як джерело для виробництва електричної енергії.

На рисунку 1 представлена узагальнена схема виробництва електроенергії з лушпиння соняшнику:

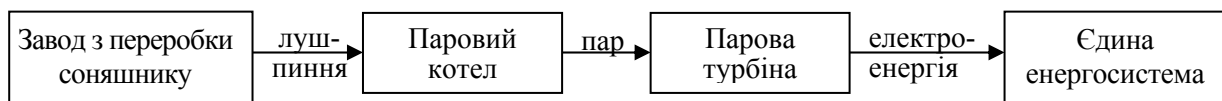


Рисунок 1 – Узагальнена схема виробництва електроенергії з лушпиння соняшнику

Джерелом для виробництва електроенергії є парова турбіна, яка приводиться в дію паром, що одержується в парових котлах в процесі спалювання лушпиння. Вироблена електроенергія прямує в єдину енергосистему і використовується в народному господарстві країни.

Продуктивність парової турбіни складає 1,7 МВт/годину електроенергії, витрата палива необхідного для забезпечення роботи турбіни складає 6,4 тонн лушпиння в час.

Наведемо розрахунки потенціалу лушпиння соняшника для виробництва електроенергії в Україні:

Кількість лушпиння, що одержується при переробці соняшнику на Україні в рік

$$K = A \cdot k_1 = 5,3 \cdot 0,25 = 1,3 \text{ (млн.тонн)}, \quad (1)$$

де  $A = 5,3$  млн. тонн - кількість соняшника, що збирається в Україні в рік;

$k_1 = 0,25$  - коефіцієнт утворення лушпиння при переробці соняшнику.

Кількість електроенергії, яку можна одержати при переробці лушпиння соняшнику на Україні в рік:

$$Q = \frac{K \cdot P}{B} = \frac{5,3 \cdot 0,25 \cdot 1700}{6,4} = 351,9 \text{ (Гвт)}, \quad (2)$$

де  $K$  - кількість лушпиння, що одержується при переробці соняшнику на Україні в рік;

$P = 1700$  кВт/час електроенергії - продуктивність парової турбіни;

$B = 6,4$  тонн - кількість лушпиння, необхідного для роботи парової турбіни в час.

Таким чином, наведені розрахунки показують, що переробка лушпиння може забезпечити потребу такого міста як Кіровоград протягом 9 місяців або заощадити 100 млн. м<sup>3</sup> природного газу, необхідного для отримання такої ж кількості електроенергії на теплових електричних станціях.

Процес переходу на використання лушпиння як джерела живлення для виробництва електроенергії визначає нові, більш складні завдання по забезпеченню контролю і управління за всіма технологічними процесами.

Технологічний пар одержують в стандартній котельній, яка складається з трьох котлів ДКВР-20-13-250, де виробництво пари забезпечує стандартний персонал котельної (оператори, лаборанти), який в ручному режимі здійснює контроль технологічних процесів подачі, згорання лушпиння, водопідготовки. В зв'язку з тим, що технологічні параметри пару, необхідного для забезпечення роботи парової турбіни на порядок вище параметрів, що пред'являються до пара, який використовується для роботи технологічного устаткування основного виробничого циклу підприємства, і їх стабільність не може бути забезпечена стандартними методами управління, то необхідно підвищити якість цих методів.

Це зумовлено також тим, що посилюються вимоги до якості водопідготовки, адже навіть короткочасні зміни параметрів можуть привести не тільки до зупинки, але і до виходу з ладу дорогого устаткування. Крім того, електроенергія, яка виробляється, прямуватиме в єдину енергосистему країни, тому всі вихідні параметри (частота струму, напруга) повинні з великою точністю відповідати заданим величинам.

Забезпечити безперервну підтримку початкових параметрів в заданих значеннях гарантовано можливо тільки застосувавши автоматизовану систему управління всіма технологічними процесами отримання електроенергії, яка повністю може виключити вплив людського чинника. Необхідність постійного контролю великої кількості параметрів і забезпечення їх необхідної величини обґрунтовує серйозні вимоги до системи управління, яка існує. Якісно новий рівень управління можливо забезпечити тільки на основі впровадження АСУТП замість застарілих систем. Ця АСУТП повинна мати дворівневу структуру:

а) на нижньому рівні розташовані пристрої зв'язку з об'єктом, що забезпечують первинну обробку інформації від датчиків, її передачу в робочі станції, а також видачу керуючих сигналів на виконавчі механізми;

б) верхній рівень системи утворює автоматизоване робоче місце оператора, що включає дві робочі станції на основі ПЕОМ звичайного або промислового виконання, а також принтер для друку рапортів, які розташовуються на пульті управління котельними агрегатами. Станції працюють в режимі резервування, так що у разі виходу з ладу однієї з них управління автоматично приймає на себе інша.

За рахунок оптимізації роботи котла і підтримки його технологічних параметрів на необхідному рівні із заданою точністю, досягається збільшення економічного ефекту.

### Висновки

Проведені дослідження показали, що економіка України буде поступово переходити на альтернативні види отримання електроенергії. Для вирішення проблеми забезпечення енергоресурсами пропонується використання лушпиння соняшнику – відходів, які одержуються в процесі переробки соняшнику на маслоекстракційному заводі, для виробництва електроенергії. Це дає можливість не тільки вирішувати питання утилізації відходів виробництва, але і одержувати дешеву електроенергію, зменшити використання природного газу в енергетиці. Враховуючи необхідність забезпечення дуже жорстких параметрів одержуваної електроенергії успішно вирішити це завдання можливо тільки розробивши та застосувавши автоматизовану систему управління всіма технологічними циклами даного виробництва, яка буде відрізнятися від існуючих більш якісними показниками контролю.

### Список літератури

1. Плешков С. П. Автоматизация управления энергопотреблением в сельском хозяйстве в условиях неопределенности: Дис... канд. техн. наук: 05.13.07 / Кировоградский держ. технический ун-т. — Кировоград, 2003. — 190арк. : рис., табл. — Библиогр.: арк. 159-170.
2. Дубковский В. А. Энерготехнологическое использование нетрадиционных и атомных энергоустановок: Дис... д-ра техн. наук: 05.14.04 / Одесский гос. политехнический ун-т. — О., 1998. — 336л. — Библиогр.: л. 317-336.
3. Жесан Р. В. Автоматизация управления автономным энергопоставлением с использованием возобновляемых источников энергии в условиях крестьянского (фермерского) хозяйства: Дис... канд. техн. наук: 05.13.07 / Кировоградский держ. технический ун-т. — Кировоград, 2001. — 207л. — Библиогр.: арк.:134-147.
4. Іванін О. Л. Алгоритми оптимального використання електроенергії в системах з відновлюваними джерелами: Дис... канд. техн. наук: 05.09.12 / Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін-т". — К., 2003. — 165арк. — Библиогр.: арк. 139-148.
5. Кирпатенко І. М. Методи і засоби раціонального перетворення та акумулювання енергії Сонця та вітру в автономних енергосистемах: Дис... канд. техн. наук: 05.14.08 / НАН України ; Інститут електродинаміки. — К., 2002. — 175арк. — Библиогр.: арк. 150-156.
6. Козин В. С. Повышение аэродинамической эффективности работы ветроустановок: Дис... канд. техн. наук: 05.07.01 / Государственное конструкторское бюро "Южное". — Д., 2001. — 159 л. — Библиогр.: л. 153-157.
7. Кудря С. О. Системи акумулювання і перетворення енергії відновлювальних джерел: Дис... д-ра техн. наук: 05.14.08 / НАН України. — К., 1996. — 549л.
8. ЕС wants bigger role for renewables // Eur.Power News.-1997.-22,№7. P.13.-Англ. (4.90.1 Европейская Комиссия хочет увеличить роль возобновляемых источников энергии./ Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии, РЖ 90. Отдельный выпуск.-М: ВИНТИ, 1998.-№4.-С.1.)
9. <http://www.ukrstat.gov.ua> – Державний комітет статистики України
10. Л.Д. Чумаков, Н.А. Голубцов. Энергосбережение – один из факторов устойчивого развития // Экология і природокористування. Збірник наукових праць. - 2005. - Вип. 8. - С. 23-27.
11. Энергетична стратегія України на період до 2030 року та подальшу перспективу. Мінпаливенерго та НАН України, 2003. (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 15 березня 2006 р. №145)
12. Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Жовмир Н.М., Матвеев Ю.Б. Современное состояние и перспективы развития биоэнергетики в Украине // Промышленная теплотехника.-2005.-N1.- Т. 27. - С. 78-85.

В данной статье проведено исследование обеспечения энергоресурсами. Предлагается в качестве альтернативного источника энергии применить шелуху подсолнуха, которая образуется при его переработке на маслоэкстракционном заводе. Предложено использование АСУТП для организации технологий получения электроэнергии из шелухи подсолнуха.

In this article research of providing is conducted by resource of energy. It is suggested as an alternative energy source to apply the husk of sunflower, which appears at his processing on oil-mill factory. The use of ASCTP is offered for organization of technologies of receipt of electric power from the husk of sunflower.

## Оцінка вартості однієї хвилини експлуатації ріжучого інструменту на металоріжучих верстатах

Описана методика та алгоритм визначення вкладу вартості експлуатації ріжучого інструменту у технологічну собівартість деталі при виборі оптимального варіанту регламенту технологічного процесу.  
**технологічна вартість, вартість експлуатації, інструмент**

**Вступ.** Однією з основних задач технологічного проектування в машинобудівній промисловості є розробка регламенту технологічного процесу, який при заданому рівні якості забезпечив би мінімальну технологічну собівартість для умов конкретного виробництва на даному відрізку часу. Серед інших складових технологічної собівартості є витрати на різальний інструмент, зокрема імпортований, який останнім часом все ширше використовується. Проте дослідженню оцінки впливу на технологічну собівартість витрат, пов'язаних із закупкою та експлуатацією різального інструменту, уваги приділяється недостатньо. Між тим, говорити про оптимальний варіант технологічного переходу, операції чи процесу в цілому без визначення витрат на інструмент некоректно.

Метою дослідження є розробка методики та алгоритму придатних для оцінки вартості однієї хвилини ( $V_{1xv}$ ) експлуатації різального інструменту. Визначення величини  $V_{1xv}$  дає можливість оцінити вклад вартості інструменту у технологічну собівартість при виборі конкуруючих варіантів в САПР регламентів технологічних процесів.

Основна частина. Вартість експлуатації різального інструмента для виконання технологічного переходу можна визначити як добуток основного часу ( $T_{osn}$ ) на вартість ( $V_{1xv}$ ) одиниці часу експлуатації інструменту.

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

$$\text{де } V_{xv} = \left\{ \frac{(V_{ip} - V_{za}) + V_{prt} * K_{pt}}{T_{stiy} * (K_{pt} + 1) * K_{zs}} \right\} * K_{vy}, \text{ грн/хв,} \quad (2)$$

Чисельник формули (2) представляє всі витрати на інструмент за час його експлуатації. Ці витрати можуть бути визначені як вартість інструменту згідно прайсу ( $V_{ip}$ , грн) з відрахування його залишкової ( $V_{za}$ , грн) вартості (металобрухт) складеної з добутком вартості однієї переточки ( $V_{prt}$ , грн) на їх кількість ( $K_{pt}$ ) Зміст знаменника – це ресурс роботи інструменту в одиницях часу, який ми визначаємо у хвилинах, оскільки основний час виконання переходу при технологічному нормуванні прийнято визначати у хвилинах. Як видно, значення останнього можна установити як добуток періоду стійкості інструменту ( $T_{stiy}$ , хв) на кількість переточок плюс одиниця (початкова заточка) з урахуванням (спеціальним коефіцієнтом  $K_{zs}$  [2]) поступового зниження стійкості інструмента в міру збільшення числа переточок. Відношення

чисельника до знаменника помножується на коефіцієнт  $K_{vy}$ . Останній враховує організаційні моменти виробництва, пов'язані із закупкою, збереженням, обліком, складуванням, поломками та випадковими втратами інструменту.

На рис. 1 показано загальний підхід до побудови алгоритму модуля оцінки однієї хвилини експлуатації ріжучих інструментів різних типів в гривнях. Модуль базується на пакеті базових процедур технолога [3], використовує коди ОКП і передбачає генерацію ситуаційних повідомлень, які є реакцією процедур на певні нетипові ситуації чи на некоректне звертання до них. Прикладом такого некоректного звертання може бути помилкове задання коду інструменту, якого немає в базі даних.

Зважаючи на те, що основна трудомісткість розробки програмного продукту припадає на його відладку, алгоритмом передбачено автоматичне корегування невірно заданого значення того чи іншого параметра на його типові значення з генерацією відповідного ситуаційного повідомлення процедури (СПП). Такий підхід [3] суттєво спрощує відладку, а в процесі експлуатації за технологом залишається право прийняти автоматичне корегування чи скорегувати відповідним чином невірні вихідні дані і повторити розрахунок.



Рисунок 1 – Алгоритм оцінки однієї хвилини вартості експлуатації ріжучих інструментів на металорізальних верстатах

Коефіцієнти, які приведені у виразах (1,2) вибираються згідно коду ОКП (общегосударственный код продукции) конкретного інструменту з бази даних (чи мікробазу у навчальних технологічних проектах) у залежності від типу та конструкції різального інструменту. Алгоритм вибору їх значень (на прикладі свердл) представлено на рис. 2. Аналогічним чином побудовані алгоритми, так званих, функціональних [3] процедур оцінки вартості однієї хвилини експлуатації різців, розверток, зенкерів, фрез, протяжок тощо.

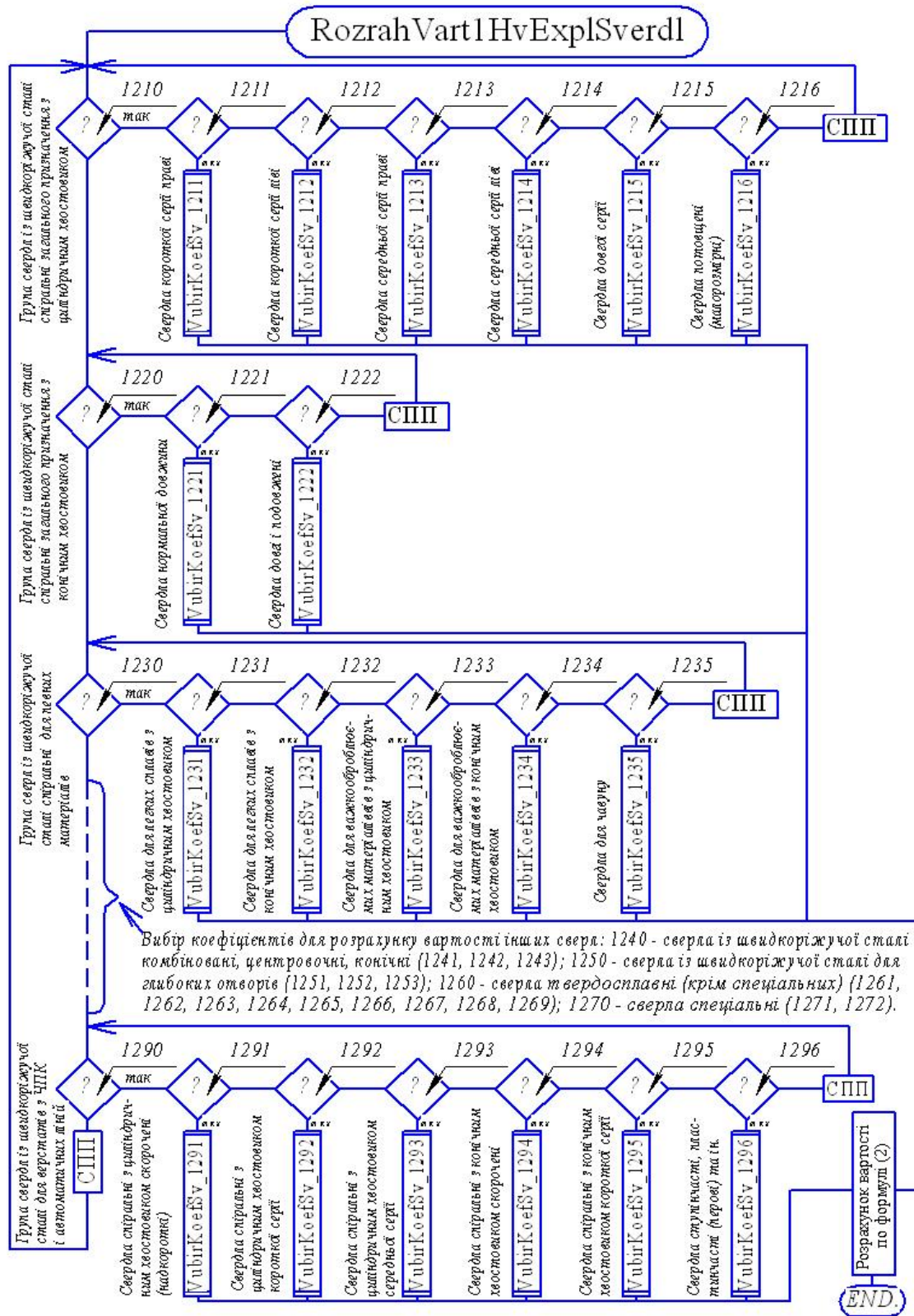


Рисунок 2 – Алгоритм оцінки однієї хвилини вартості експлуатації свердла на металорізальних верстатах з використанням коду ОКП

На рис.2 показано загальна схема алгоритму вибору коефіцієнтів, які необхідні для оцінки однієї хвилини вартості експлуатації ріжучих інструментів на

металорізальних верстатах згідно формули (2), по деяким найбільш поширеним інструментам, а саме:

а) свердлам (видовий код ОКП -1200): 1210 – свердла із швидкорізальної сталі спіральні загального призначення з циліндричним хвостовиком (1211 – короткої серії праві; 1212 – короткої серії ліві; 1213 – середньої серії праві; 1214 - середньої серії ліві); 1220 - свердла із швидкорізальної сталі спіральні загального призначення з конічним хвостовиком (1221 – нормальної довжини; 1222 – довгі та подовжені) і т.д.;

б) різцям (видовий код ОКП 2100): 2110 – різці із швидкорізальної сталі токарні (2111 – прохідні відігнуті; 2112 – прохідні прямі; 2113 – упорні, підрізні, чистові широкі і т.д.); 2120 - різці із швидкорізальної сталі розточні, стругальні, довбальні, зубостругальні та ін. (2121 – розточні; 2122 – розточні державочні; 2123 – стругальні; 2124 – довбальні і т.д.) і т. д.;

в) фрезам (видовий код ОКП 1800): 1810 – фрези із інструментальних сталей зуборізні і різьбові (1811 – із інструментальних сталей зуборізні дискові; 1812 – із інструментальних сталей зуборізні пальцеві; 1813 - із інструментальних сталей черв'ячні мілкомодульні для циліндричних зубчастих коліс з евольвентним профілем і т. д.); 1820 – фрези із інструментальних сталей кінцеві обдирочні, копіювальні, шпонкові для Т-подібних і сегментних пазів (1821 – кінцеві з циліндричним хвостовиком; 1822 - кінцеві з конічним хвостовиком і т.д.) і т. д.

З метою скорочення об'єму на блок-схемах (рис. 1, 2) не включені логічні вітки вибору коефіцієнтів та розрахунку вартості 1 хв. експлуатації інших інструментів, зокрема, зенкерів та зенковок (ОКП 1600), розверток (ОКП 1700), метчиків (ОКП 1300), протяжок (ОКП 2300) тощо.

Висновок. Запропоновано алгоритм та розроблено типовий програмований елементарний технологічний модуль оцінки вкладу у технологічну собівартість виготовлення деталі витрат, які пов'язані з закупкою та експлуатацію різальних інструментів, для використання на етапі проектування та вибору оптимального варіанту технологічного процесу виготовлення деталей у системах САПР РТП.

## Список літератури

1. Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник. Под ред. докт. техн. наук, проф. К.М. Великанова. -Л.: Машиностроение, 1975.- 430с.
2. Волович В.А. Нормирование расхода режущего инструмента в машиностроении. - Л.: Машиностроение, 1977. -176с.
3. Криськов О.Д., Петренко М.М. Основи комп'ютерної технології обґрунтування структури технологічних операцій. Навчальний посібник. - Кіровоград, РВЛ. - 2005. - С.282.
4. Криськов О.Д., Технологія фрикційного формоутворення. -Кіровоград, РВЛ КНТУ, 2000. -303с.
5. Криськов О.Д. Алгоритм оцінки витрат на електроенергію та різальний інструмент при проектуванні технологічної операції // Прогресивні технології та системи машинобудування. Міжнародний збірник наукових праць. Вип. 33. - Донецьк: ДонНТУ, 2007. - С.124 - 129.

Описанна методика и алгоритм определения величины вклада стоимости эксплуатации режущего инструмента в технологическую себестоимость детали при выборе оптимального варианта регламента технологического процесса.

The technique and algorithm of definition of size of the contribution of cost of operation of the cutting tool in the technological cost price of a detail is described at a choice of an optimum variant of the rules of technological process.

**Л.Ф. Головка, проф., д-р техн. наук, С.А. Лукьяненко, проф., д-р техн. наук,  
Рахмани Мохсен, асп.**

*Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”*

**В.Г. Сороченко, ст. науч. сотр., канд. техн. наук**

*Институт сверхтвердых материалов НАН Украины*

**А.И. Мажейка, проф., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## **Повышение жесткости тонколистовых металлических изделий созданием структурных концентраторов напряжений**

Приведены результаты изучения напряженно-деформированного состояния тонких металлических пластин при различных схемах нагружения. Проанализированы пути управления напряженным состоянием локальных участков материалов с помощью лазерного облучения. Освещаются вопросы, касающиеся теплового и структурно-фазового состояния облученных участков, их конфигурации и геометрических параметров, результаты экспериментальных исследований.  
**напряжение, деформация, лазерный нагрев изотерма, закалка**

Применение тонколистовых металлических материалов для изготовления различных деталей машин обуславливает значительную экономию материальных и энергетических ресурсов, поскольку при этом снижается вес и размеры изделий, трудоемкость и стоимость их изготовления. К таким изделиям можно отнести корпусные детали машин и приборов, антенны космических аппаратов, несущие корпуса различного рода металлорежущих инструментов. Расширение области использования конструкций из тонколистовых материалов сдерживается ограничением по их жесткости.

Жесткость, как известно, это свойство конструкции или ее элементов противостоять внешним нагрузкам с точки зрения их деформации, т.е. изменения формы и размеров. При заданных нагрузках деформации не должны превышать определенные значения, которые являются предельными и устанавливаются в соответствии с требованиями к конструкции.

В настоящее время для повышения жесткости конструкций, изготовленных из тонких металлических материалов, применяют ряд способов. В первую очередь, это конструктивные приемы, которые базируются на связи геометрических параметров изделия и его жесткости. Повысить жесткость конструкции можно, создавая в ней замкнутые полости, изготовлением ребер жесткости, окантовок, утолщений и т.д. Основным недостатком таких способов является увеличение размеров и массы конструкции. Чтобы исключить этот недостаток, такие конструкции изготавливают из специальных композитных материалов, армированных высокомолекулярными частицами или волокнами. Последний способ позволяет в определенной мере решить рассматриваемую проблему. Однако при этом резко возрастает стоимость изделий.

Известно, что лазерный нагрев позволяет создавать в металлических материалах локальные зоны, структура, твердость и напряженное состояние которых будет существенно отличаться от основы. При этом размерами, формой, законом расположения таких зон по поверхности достаточно легко управлять, изменяя траекторию движения луча и

параметры нагрева. Зная закономерности изменения свойств облученных зон и характеристик упругих напряжений, которые возникают в материале реальной конструкции при действии внешних нагрузок, можно существенно влиять на жесткость изделия.

По сути появляется возможность с помощью лазерного облучения создавать в металлических материалах структурные ребра жесткости.

Основной идеей данного направления исследований является создание в металлических материалах на строго определенных участках данной конструкции остаточных напряжений, равных по величине и противоположных по знаку, максимальным упругим напряжениям, которые возникают на этих участках при действии рабочих нагрузок, обусловленных работой детали в составе изделия в процессе эксплуатации. Такой способ влияния на напряженное состояние материала конструкции позволит, в зависимости от приоритета, повысить ее жесткость или величину допустимых нагрузок, снизить материалоемкость изделия и др.

Для реализации этой идеи предлагается целенаправленно создавать в наиболее напряженных участках изделий путем их локального лазерного нагрева, в том числе и с изменением химического состава материала в этих зонах, требуемые остаточные напряжения. Управлять величиной, знаком и характером распределения остаточных напряжений можно, изменяя режимы облучения (импульсный, непрерывный, мощность, время и количество воздействий), топографию размещения зон нагрева, применяя различные материалы, как претерпевающие структурно-фазовые превращения при нагреве, так и нет.

Дополнительные возможности в этом плане предоставляют комбинированные воздействия - нагрев и пластическое деформирование, действия ультразвука и т.д.

Отдельные результаты исследований опубликованы нами ранее [1,2]. Данная работа является логическим продолжением выбранного направления исследований и отражает некоторые результаты, касающиеся возможностей управления напряженным состоянием тонких дисков путем создания температурных полей требуемой конфигурации.

Математическое моделирование напряженно - деформированного состояния диска. Моделирование напряженно-деформированного состояния стального диска при различных условиях нагружения проводилось с использованием программного обеспечения MSC Nastran.

Для этого формировалась сначала двухмерная, затем трехмерная геометрическая модель диска с частью вала, на котором он закреплен (рис.1). При проведении расчетов полагалось, что тонкий диск, изготовленный из хромистой стали (1,3%С, 1%Cr), толщиной 0,5 мм, диаметром 200 мм жестко посажен на вал диаметром 30 мм, к которому приложен крутящий момент  $M$ . Модуль упругости  $E$ , модуль сдвига  $G$ , коэффициент Пуассона  $\mu$ , плотность материала  $\rho$  принимались для углеродистой стали. В качестве граничных, принимались напряжения, соответствующие пределу текучести от стали при растяжении, сжатии и сдвиге.

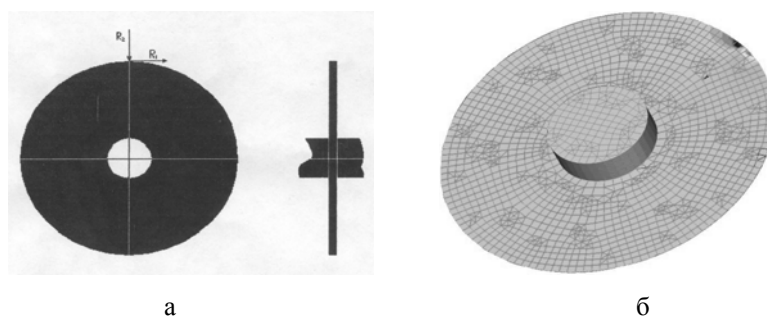


Рисунок 1– Схема расчетной модели диска (а) и разбивки ее на элементы (б)

Для реализации расчета методом конечных элементов были выбраны размеры элементов, исследуемой области, заданы граничные условия и области, к которым они относятся (внутренний диаметр диска), условия нагружения.

В процессе контакта вращающегося диска с обрабатываемым материалом, на него действуют радиальная R1 и тангенциальная R2 реакции. Их соотношение может меняться в достаточно широком диапазоне. Расчеты проводились при различных, характерных соотношениях R1:R2 (табл.1). Направление сил показано на рис.1. Рассчитывались распределения нормальных, тангенциальных, максимальных тангенциальных напряжений и деформаций в различных плоскостях.

Таблица1 – Варианты соотношения расчетных нагрузок

№ вар-нта	R1	R2	№ вар-нта	R1	R2
1	20	10	8	260	220
2	80	50	9	270	320
3	100	110	10	280	420
4	110	130	11	100	420
5	170	140	12	80	200
6	170	170	13	100	250
7	180	210	14	300	100

Экспериментальное оборудование и методики исследования.

Экспериментальные исследования проводились на лазерном технологическом комплексе на базе газоразрядного CO<sub>2</sub> - лазера «Комета-2» (длина волны излучения.  $\lambda = 10,6$ мкм, мощность излучения, P=1,5кВт, модовый состав пучка, TEM<sub>20</sub>, диаметр выходного пучка, d =42мм. Излучение фокусировалось линзой, изготовленной из KCl, с фокусным расстоянием F=300мм. Мощность излучения непрерывно контролировалась с помощью специально разработанного проходного измерителя, работающего на ответвлении части излучения (1%) от основного пучка (точность измерения 2%). Для оценки распределения мощности излучения в плоскости фокусирования и определения фактического диаметра пятна в плоскости

фокусирования использовалась методика сканирования поперечного сечения луча диафрагмой, а также анализатор лазерных пучков типа LBA фирмы “ALL GmbH”.

Исследовались углеродистая сталь У10, легированные стали 95X и В2Ф. Образцы толщиной 1 мм обрабатывались лазерным излучением при следующих режимах: диаметр пятна фокусирования, d<sub>0</sub>=5мм, мощность излучения, P=1 кВт, скорость обработки, V=0,5; 1; 1,5; 2; 2,5 м/мин.

Облученные образцы пластин разрезались на электроэрозионном станке проволочным электродом в направлении перпендикулярном направлению перемещения лазерного луча (поперек «дорожек») и вдоль их на две равные части. Из одной из половин приготавливался по стандартной методике металлографический шлиф. Выявление микроструктуры зон лазерного нагрева проводилось с использованием 3% спиртового раствора азотной кислоты.

Изучение микроструктуры поверхностных слоев, упрочненных лазерным излучением, проводилось на металлографических микроскопах ММР-2Р, Neofot 23. Металлографические микроскопы были усовершенствованы путем их оснащения цифровой телекамерой, подключенной к компьютеру. Измерение микротвердости зон лазерного нагрева проводилось на микротвердомере ПМТ-3 при нагрузке на индентор 100 г.

Влияние условий нагружения на распределение напряжений в диске. Анализ результатов расчетов показал, что в корпусе круга при приложении внешней нагрузки

(рис.1) формируются различные по величине, знаку и конфигурации распределения напряжения. В области, прилегающей к точке приложения нагрузки, имеют место нормальные сжимающие напряжения, в периферийных – растягивающие (рис.2а, б). Конфигурация их распределения существенно зависит от соотношения радиальной и тангенциальной составляющей нагрузки. При большой радиальной составляющей сжимающие напряжения сосредоточены вдоль радиуса (рис.2а). С увеличением тангенциальной составляющей траектория распределения нормальных сжимающих напряжений выгибается в сторону противоположную направлению вращения круга (рис. 2б). Эта закономерность имеет устойчивый характер. Напряженное состояние круга, а значит и его деформирование, при известных составляющих нагрузки можно прогнозировать.

Задаваясь предельными значениями деформации можно устанавливать критические значения нагрузки. Эти значения нагрузки определяют жесткость диска. Увеличить значение критических нагрузок можно предварительным формированием в материале диска в областях сосредоточения рабочих сжимающих напряжений остаточных напряжений противоположного знака. Такую задачу предлагается решить применением локального лазерного нагрева. При лазерном нагреве в стали в зависимости от химического состава, исходного структурного состояния и условий облучения можно сформировать как сжимающие, так и растягивающие остаточные напряжения [1]. Благодаря локальности процесса можно получить различное их распределение по поверхности диска.

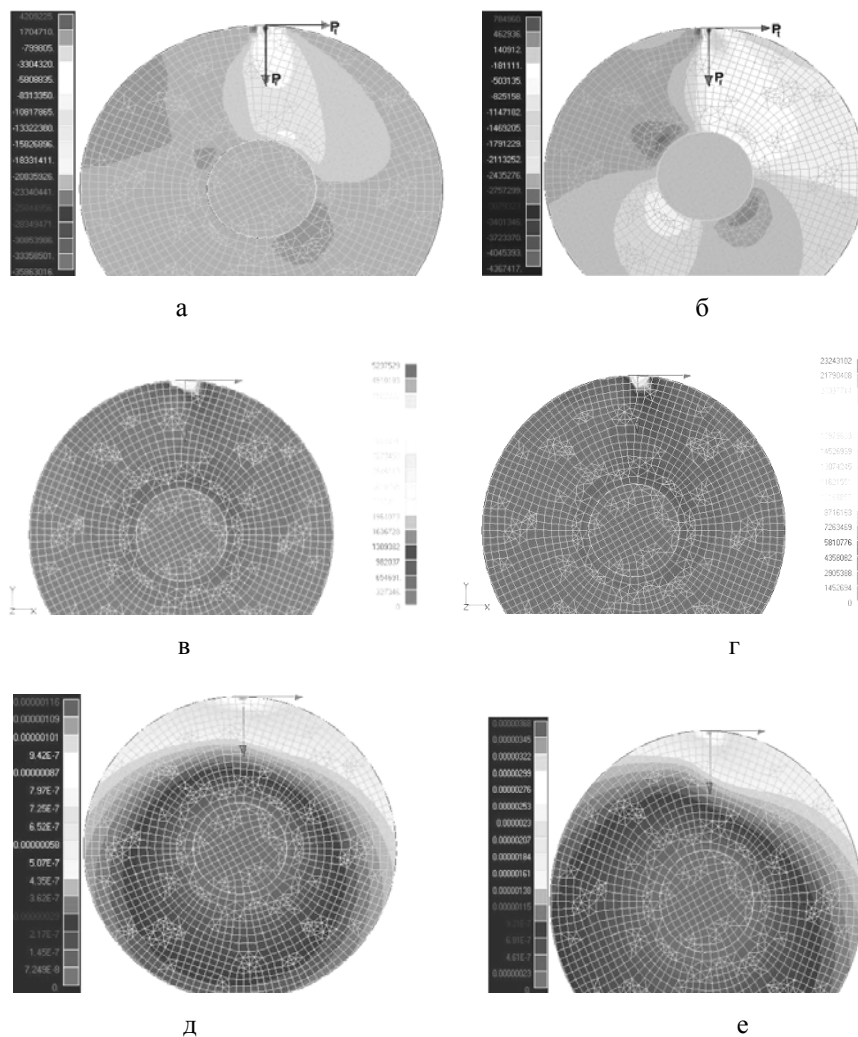
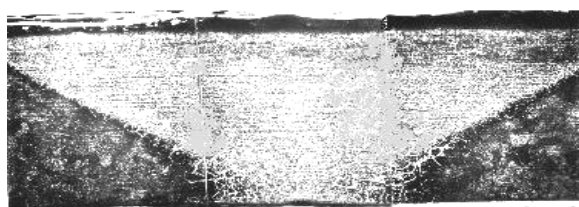


Рисунок 2 – Распределение нормальных (а,б) , тангенциальных (в,г) напряжений и деформаций (д,е) в диске при соотношениях составляющих нагрузки  $R_r:R_t$  –50:10Н(а,в,д) ; 80:20Н(б,г,е)

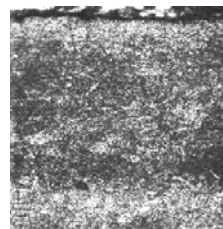
Особенности структурно-фазовых превращений при лазерном нагреве тонких стальных дисков. Структура стали В2Ф в отожженном состоянии представляет собой зернистый перлит и остатки карбидной сетки. На рис. 3а представлена зона нагрева, которая получена в результате лазерного облучения пластины из стали В2Ф толщиной 1 мм при мощности излучения 1 кВт, диаметре пятна фокусирования 4,5 мм, скорости перемещения образца 0,5 м/мин. Эту зону можно разделить на несколько слоев. В первом слое, где температура превышала критическую точку АС<sub>т</sub> произошло полное растворение карбидов. Структура этого слоя: мартенсит (рис.3б) и высоколегированный остаточный аустенит. Микротвердость структуры 7000-7500 МПа.

Во втором слое температуры нагрева была более близка к оптимальным температурам закалки для данной стали, а скорости охлаждения – достаточные для образования мартенсита. Карбидная сетка раздроблена, образовались высокодисперсные карбиды. Твердость этого слоя составляет также 7500 МПа. При дальнейшем удалении от поверхности обнаруживается структура неполной закалки, которая включает мартенсит, некоторое количество остаточного аустенита, небольшие включения карбидов. Твердость слоя – 5500-6000 МПа. Переходный слой в отличие от обработки массивных деталей имеет размытые границы. Структура этого слоя: троостит с участками мартенсита.

Как видно из рис.3 общая форма зоны с измененной структурой имеет большую неравномерность по глубине. Это значит, что и напряжения, обусловленные лазерным нагревом и соответствующими структурными превращениями, также будут неравномерными и приведут к деформации диска. В данном случае сжимающие напряжения, обусловленные мартенситными превращениями, будут больше на поверхности диска. Поэтому диск должен принять куполообразную форму, выпуклостью навстречу лучу. Очевидно, что при облучении пластины из нержавеющей аустенитной стали, в которой будут преобладать растягивающие остаточные напряжения, она будет деформироваться в противоположном направлении.



а x75



б x400

Рисунок 3 – Зона лазерного нагрева пластины толщиной 1 мм из стали В2Ф при P=1кВт, d0=4,5 мм, V = 0,5 м/мин (а) и 1,0 м/мин (б)

Чтобы исключить деформацию пластины, можно применить два способа. Первый способ заключается в том, что лазерному облучению подвергаются участки корпуса, лежащие строго друг против друга на противоположных поверхностях (рис.4).

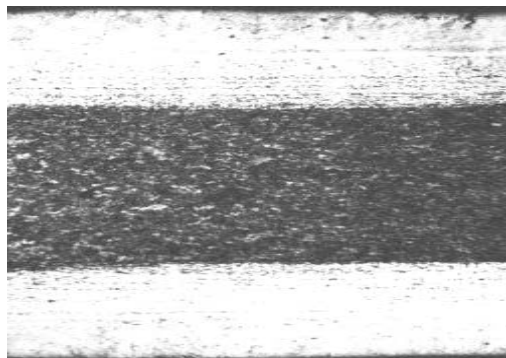


Рисунок 4 – Тонкая пластина из стали (1%С), упрочненная с двух сторон лазерным излучением (P=1кВт, d0=5мм, V=2м/мин)

Для исключения деформации диска в виду локальности процесса лазерного нагрева, его обработку необходимо проводить в заземленном состоянии (защемленного между двумя матрицами), как это показано на рис.5. Диск устанавливается в матрице приспособления, зажимается второй матрицей с пазами специальной формы, через которые производится лазерный нагрев.

После обработки матрицы с заземленным диском переворачиваются и производится лазерная обработка второй стороны диска. Только после полной обработки освобождается диск. При этом обеспечивается уравнивание напряжений в объеме диска и. таким образом, исключаются деформации.

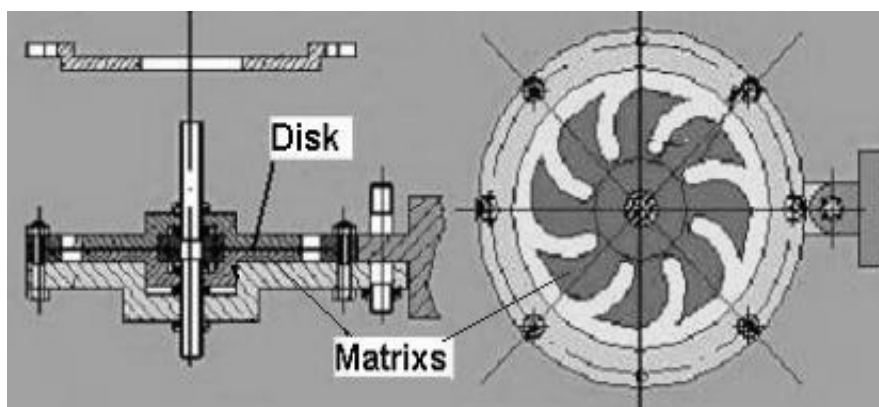


Рисунок 5 – Устройство для двухсторонней лазерной обработки диска в заземленном состоянии

Возможен и другой способ управления напряженным состоянием корпуса диска. Изменяя параметры облучения, можно сформировать упрочненный слой, толщина которого равна толщине пластины, а форма – близка к прямоугольной. Поскольку границы упрочненного слоя совпадают с изотермами температуры закалки, то необходимо определить условия лазерного облучения, при которых изотермы будут иметь требуемую форму (рис.6).

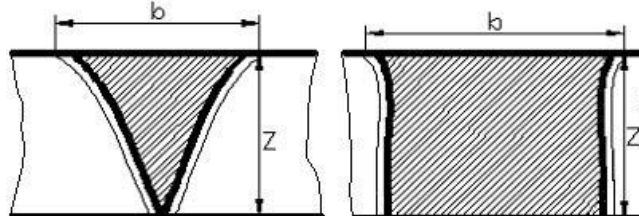


Рисунок 6 – Реальное (а) и желаемое (б) распределение изотерм закалки стали по толщине диска

Чтобы определить эти условия проводилось математическое моделирование тепловых процессов, протекающих в тонкой пластине при нагреве мощным лазерным излучением.

Математическое моделирование теплового состояния тонкой пластины при лазерном нагреве. Лазерный луч с интенсивностью  $q$  перемещается по поверхности металлической пластины с размерами  $L_x, L_y, L_z$  в направлении оси  $OY$  со скоростью  $V$  (рис.7).

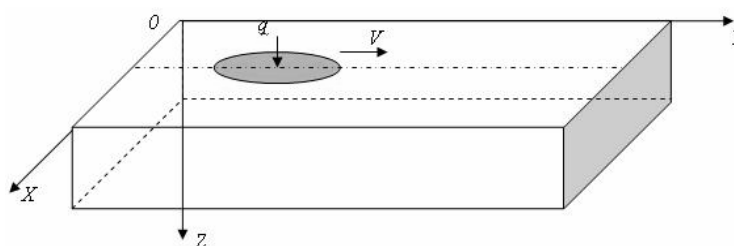


Рисунок 7 – Расчетная схема лазерного нагрева тонкой пластины

Траектория перемещения лазерного луча может быть различной (рис.8а,б), но при этом должна соответствовать наиболее характерным распределениям максимальных упругих нормальных напряжений, представленных на рис.2а,б.

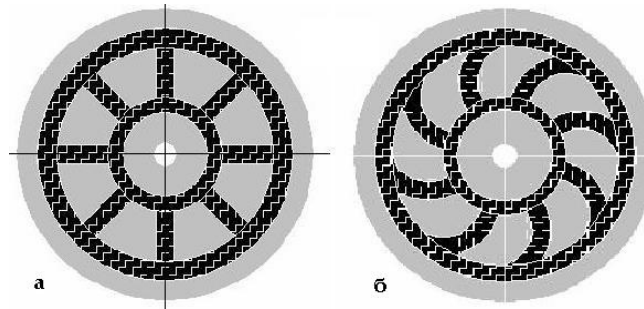


Рисунок 8 – Варианты траекторий перемещения лазерного луча

В качестве модели процесса лазерного нагрева использовалось уравнение теплопроводности (1) с начальными и граничными условиями вида:

$$c\rho \frac{\partial U}{\partial t} = \lambda \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right); \quad (1)$$

$$x \in [0, L_x], y \in [0, L_y], z \in [0, L_z], t \in [0, T_k].$$

Начальные условия:

$$U(x, y, z, 0) = U_{нач}$$

Граничные условия - на поверхности в зоне действия луча:

$$\lambda \frac{\partial U(x, y, 0, t)}{\partial z} + q(x, y, t) = 0, \quad q(x, y, t) = q_{max}(x', y') e^{-5 \frac{(x-x_u)^2 + (y-y_u)^2}{r^2}} \quad 4$$

$$x_u = \frac{L_x}{2}; y_u = V \cdot t$$

вне зоны действия луча

$$\lambda \frac{\partial U(x, y, 0, t)}{\partial z} + \alpha [U(x, y, 0, t) - U_c] = 0$$

на других поверхностях расчетной области:

$$\lambda \frac{\partial U(x, y, L_z, t)}{\partial z} + \alpha [U(x, y, L_z, t) - U_c] = 0;$$

$$\lambda \frac{\partial U(0, y, z, t)}{\partial x} + \alpha [U_c - U(0, y, z, t)] = 0;$$

$$\lambda \frac{\partial U(L_x, y, z, t)}{\partial x} + \alpha [U(L_x, y, z, t) - U_c] = 0;$$

$$\lambda \frac{\partial U(x, 0, z, t)}{\partial y} + \alpha [U_c - U(x, 0, z, t)] = 0;$$

$$\lambda \frac{\partial U(x, L_y, z, t)}{\partial y} + \alpha [U(x, L_y, z, t) - U_c] = 0.$$

Для решения этой краевой задачи применялся метод конечных разностей с адаптивной сеткой, которая меняется на каждом временном шаге и уплотняет узлы в зонах больших градиентов искомой функции.

Лазерный луч задавался в виде светового пакета, состоящего из составляющих как равной (рис.9а), так и неравномерной интенсивности (рис.10а).

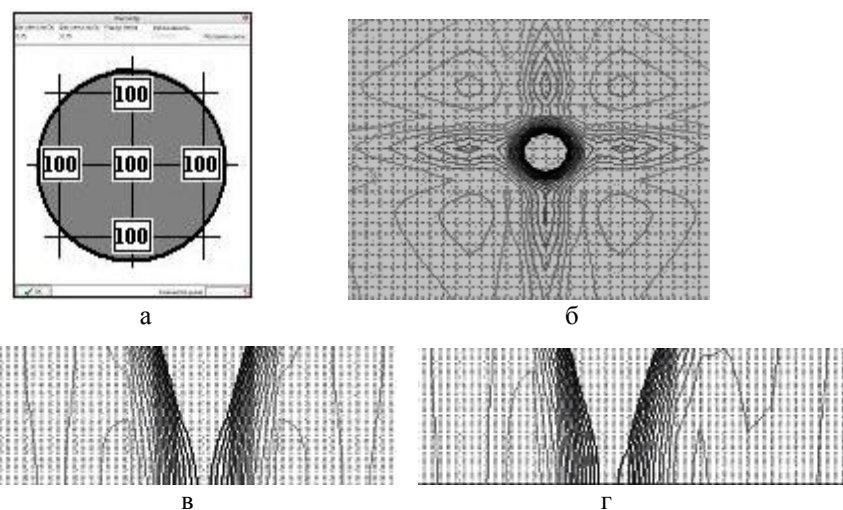


Рисунок 9 – Равномерное распределение мощности лазерного излучения в зоне нагрева (а) и соответствующее распределение температур в плоскостях XOY(б), YOZ (в), XOZ (г)

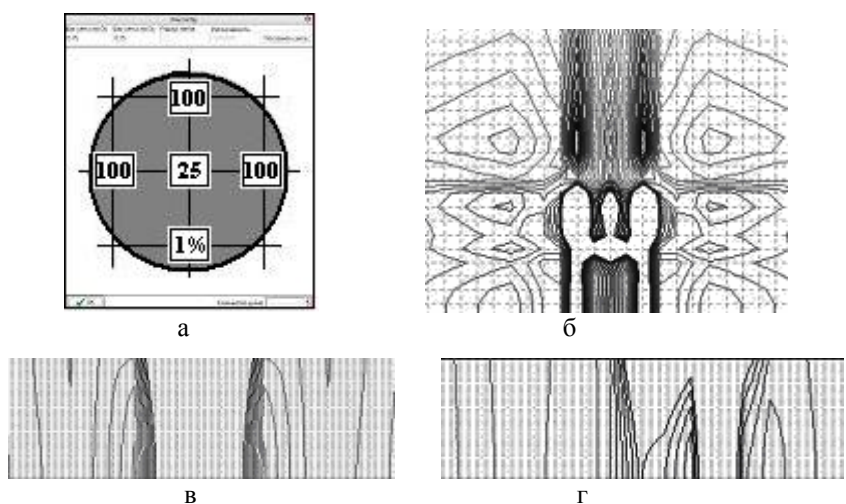


Рисунок 10 – Неравномерное распределение мощности лазерного излучения (а) в зоне нагрева и соответствующее распределение температур в плоскостях XOY(б), XOZ(в), YOZ(г)

Как видно из полученных результатов, при равномерном распределении мощности лазерного излучения (рис.9) изотермы искомой температуры, обуславливающей протекание требуемых структурно-фазовых превращений, ограничивают зону, имеющую неравномерную ширину по толщине пластины, аналогично схем, показанной на рис.3. При одинаковых режимах облучения (скорости обработки, диаметре пятна фокусирования, мощности излучения), но неравномерном распределении мощности лазерного излучения по зоне нагрева (100% интенсивности излучения  $I$  во фронте и по бокам пятна фокусирования, 25% - в центре и 1% - в хвостовой части) (рис.10а), изотермы меняют свою конфигурацию и ограничивают область структурно-фазовых превращений практически прямоугольной формы.

Это свидетельствует тому, что управляя распределением мощности лазерного излучения в пятне фокусирования и режимами облучения, можно целенаправленно и эффективно изменять конфигурацию изотерм температурного поля в тонких пластинах.

**Заключение.** Предложен новый высокоэффективный способ увеличения жесткости тонколистовых металлических конструкций за счет создания с помощью лазерного излучения на участках, где сосредоточены максимальные рабочие упругие напряжения, структурных ребер жесткости.

Моделирование напряженно-деформированного состояния изделий позволяет определить величину, знак и конфигурацию распределения максимальных рабочих упругих напряжений, является способом определения путей повышения их жесткости, эффективности использования материалов.

Лазерное излучение, благодаря высокой локальности воздействия, позволяет, за счет изменения температурного и структурно-фазового состояния отдельных областей материала, управлять величиной, знаком и характером распределения остаточных напряжений и тем самым существенно повышать жесткость металлических конструкций.

Управляя распределением мощности лазерного излучения на облучаемой поверхности можно направленно изменять конфигурацию изотерм, а значит и напряженное состояние тонких пластин.

Примененный при решении тепловой задачи адаптивный алгоритм расположения сетки при одинаковой точности результатов по сравнению с фиксированной сеткой позволяет существенно уменьшить время расчетов, получать результаты с наперед заданной точностью, повысить их точность за счет уплотнения сетки в зонах с большими градиентами температур.

## Список литературы

1. Lia Handbook of Laser Materials Processing. 7.5.3. L.F. Golovko et all. Laser Institute of America. Orlando, USA, 2001. – P.249-258 (715p.).
2. Коваленко В.С., Головко Л.Ф., Черненко В.С. Упрочнение и легирование деталей машин лучом лазера. К., Техніка, 1991. -192с.
3. Golovko L.F, Kovalenko V.S., Kagljak A.D. et all. Increase of Rigidity of thin Laminas by Creation and Optimum Arrangement of Metallurgical Stress Raisers. International Conference on Laser Technologies in Welding and Materials Processing. Crimea., Katsiveli, May 21-28, 2005.– PP.76-79.

Наведені результати вивчення напружено-деформованого стану тонких металевих пластин при різних схемах навантаження. Проаналізовані шляхи керування напруженим станом локальних ділянок матеріалів за допомогою лазерного опромінення. Висвітлені питання, що стосуються теплового і структурно-фазового стану опромінення ділянок, їх конфігурації і геометричних параметрів, результати експериментальних досліджень.

The results of study of the tensely-deformed state of metallic laminas are resulted at the different charts of ladening. The ways of management by the tense state of local areas of materials are analysed by the laser irradiation. Questions, touching the thermal and structurally-phase state of the radiation-exposed areas their configuration and geometrical parameters, results of experimental researches, are lighted.

## Особливості класифікації загроз безпеці інформації сучасної інформаційно-телекомунікаційної системи

У статті досліджено особливості класифікації загроз безпеці інформації сучасної інформаційно-телекомунікаційної системи. Проаналізовано існуючі суперечності та запропоновано загальноприйняті технічні загрози виділити у два окремі класи загроз безпеці інформації: апаратні (технічні) і програмні. Обґрунтовано необхідність та доцільність обраного підходу.

**інформаційно-телекомунікаційна система, безпека інформації, загрози, класифікація**

Сьогодні, не зважаючи на стрімкий розвиток галузі захисту інформації та інформаційної безпеки в цілому, кількість інцидентів безпеки продовжує стрімко зростати [1]. Їх причинами є, зокрема, криза загальносистемних розробок, направлених на розв'язок актуальних задач безпеки інформації, деякі суперечності спеціалістів щодо підходів організації безпеки інформації сучасних інформаційно-телекомунікаційних систем (ІТС) [1] та застарілість нормативної бази, засобів і способів організації систем забезпечення безпеки інформації (СЗБІ).

Аналіз останніх досліджень і публікацій [2-17] показав, що відповідно до сучасних поглядів та, зокрема, результатів дослідження [3], забезпечення безпеки інформації в організаціях, відомствах, підприємствах, у корпоративних і інших ІТС здійснюється на чотирьох рівнях: законодавчому (нормативно-правовому); адміністративному; процедурному (організаційно-технічному); технологічному (програмно-технічному). На кожному з цих рівнів застосовують відповідні підходи (концепції, стратегії) забезпечення безпеки інформації, заходи безпеки інформації [3]. СЗБІ за допомогою набору методів, способів та засобів повинна забезпечити максимальну протидію загрозам безпеці інформації ІТС або повністю унеможливити їх дії на дані ІТС та безпосередньо СЗБІ ІТС [4]. Саме тому дослідження загроз безпеці інформації ІТС за допомогою їх класифікаційного поділу є актуальною задачею, яка має практичну цінність та потребує нагального розв'язку.

*Метою роботи* є одержання класифікації загроз безпеці інформації сучасної ІТС, дослідження та обґрунтування її особливостей.

Поставлену задачу можливо розв'язати за допомогою вдосконалення існуючих класифікацій шляхом обґрунтування поділу загальноприйнятих і визначених вітчизняними нормативними документами (наприклад, державні стандарти України “Захист інформації. Технічний захист інформації. Терміни та визначення. ДСТУ 3396.2-97”, “Захист інформації. Технічний захист інформації. Основні положення. ДСТУ 3396.0-96”, “Захист інформації. Технічний захист інформації. Порядок проведення робіт. ДСТУ 3396.1-96”, “Проектування. Технічний захист інформації. Загальні вимоги до організації проектування і проектної документації для будівництва ДБН А.2.2-2-96” і ін.) технічних загроз безпеці інформації ІТС на два окремі класи: апаратні і програмні. Це дасть можливість застосовувати на практиці системний підхід виявлення й дослідження вже існуючих і нових загроз безпеці інформації ІТС та, відповідно, організації високорівневої інформаційної безпеки ІТС [4-6].

Дослідження [2, 4-8] дають підстави стверджувати про наявність на сьогоднішній день кількох класифікаційних поділів загроз безпеці даних інформаційно-

телекомунікаційної системи. Їх детальний аналіз проведено в [8], за результатами якого можна виділити дві основні класифікації: 1) відносно джерел загроз; 2) відносно результатів атаки загроз (збитків). І перший, і другий підхід у відповідних методиках дає позитивні результати, але відсутність єдиної загальноприйнятої класифікації загроз безпеці інформації ще раз підтверджує необхідність нагального розв'язку цієї задачі.

Таким чином, серед розглянутих класифікацій можна виділити три найбільш прийнятні різновиди класифікаційного поділу загроз безпеці інформації:

- 1) природні (об'єктивні) та штучні (суб'єктивні) [5, 12];
- 2) технічні, стихійні, антропогенні [1, 2, 7, 12, 13];
- 3) апаратні, програмні, стихійні (природні), антропогенні (людські) [8].

В дослідженні [9] наведено критерії класифікації загроз безпеці інформації ІТС: критерій 1 – інформаційна безпека, проти якої направлені загрози; критерій 2 – компоненти інформаційної системи, на які спрямовані загрози; критерій 3 – спосіб впливу; критерій 4 – розміщення джерела загроз.

Дослідження класифікацій проведемо згідно строгого критерію [5]: загроза має відповідати ознакам (характеристикам) виключного одного класу. Аналіз першої групи (де природні загрози визначено як загрози, які викликані впливом на ІС та її елементи об'єктивних фізичних процесів або стихійних природних явищ, незалежних від людини, а штучні загрози – загрози ІС, викликані діяльністю людини) повністю відповідає наведеному критерію: не виявлено жодної загрози безпеці інформації, яка б або не відповідала ознакам класифікації, або задовольняла одночасно декільком ознакам. Проте, незважаючи на її універсальність, вона є неефективною у застосуванні. Це пов'язано з тим, що такий поділ вимагає розробки додаткового багаторівневого дерева підкласів, при чому воно буде переважно симетричним. Так, наприклад, загрози безпеці інформації, джерелом яких є програмні засоби, можуть породжуватись як об'єктивними (недосконалість програмного забезпечення, збої [14]), так і суб'єктивними чинниками (шкідливі програмні модулі, віруси, шпигуни [17, 18]). Тобто підкласи дублюються в обох класах. Саме це дало підстави зробити висновок про її неефективність у практичному використанні.

На відміну від першої, дослідження другої і третьої класифікацій показали більш високу практичну цінність. Вітчизняною нормативною документацією систем захисту інформації [2] визначено, що із всієї множини способів класифікації загроз найпридатнішою для аналізу є класифікація загроз за результатом їх впливу на інформацію, тобто порушення конфіденційності, цілісності і доступності інформації. Проте, більшість спеціалістів галузі безпеки інформаційних технологій, досліджень, присвячених захисту інформації [1, 3, 5, 6, 8-13] і методи, проаналізовані в [5], пропонують визначати рівень безпеки інформації ІТС величиною збитку від дії загроз (атак). Цей підхід є найбільш ефективним, оскільки без використання нечіткої логіки чи ймовірнісних показників надійності системи захисту інформації дає точне уявлення про наслідки дії атак загроз безпеці інформації ІТС, які розглядаються. Відповідно, за допомогою методів обчислення величини запобіженого збитку, наприклад, [14, 16] можна оцінити надійність і ефективність системи забезпечення безпеки інформації. Ця оцінка має значно повніше інформаційне навантаження щодо результатів низького рівня захищеності системи і є більш наглядною й простішою для документального опису, ніж відсоткова величина. Таким чином, для проведення класифікації доцільно обрати класифікацію відносно джерела не виникнення загроз безпеці інформації, а джерела безпосередньої дії загрози на інформацію. Саме це дало підстави зробити висновок про раціональність використання класифікацій 2 і 3 [1-2, 7, 8, 12, 13]. Їх аналіз проведено в дослідженні [7]. Єдина розбіжність полягає в тому, що більшість вітчизняних фахівців з захисту інформації і існуюча нормативна документація у класі

технічних загроз безпеці інформації ІТС розглядають апаратні і програмні загрози, які в класифікації [8] виділені в окремі два класи.

Дослідження та аналіз класифікацій [7, 8] проведемо за допомогою моделі процесу забезпечення безпеки інформації ІТС [8].

Класифікація [6] типує всі загрози безпеці інформації на три класи, наведені на рисунку 1. При цьому, до складу класу технічних загроз віднесено [6]:

- неякісні технічні засоби обробки інформації;
- неякісні програмні засоби обробки інформації;
- допоміжні засоби (спеціалізація, телекомунікація і т.і.);
- інші технічні засоби, які використовуються на об'єкті;
- засоби зв'язку;
- мережі інженерних комунікацій;
- транспортні засоби.

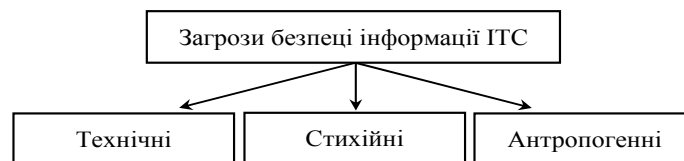


Рисунок 1 – Класифікація загроз безпеці інформації ІТС [7]

Зважаючи на сучасний стан розвитку науки, техніки, інформаційних технологій, пропонується вдосконалення класифікації [7] шляхом поділу класу технічних загроз безпеці інформації ІТС на два окремі класи: апаратні, програмні. На підставі останніх досліджень і публікацій [3-7, 9-19], а також висновків фахівців інформаційної безпеки дають підстави стверджувати про доцільність такого поділу.

За результатами аналізу класифікації [7] можна зробити висновок про її повну відповідність критерію [6]. Звідси випливає, що вдосконалена класифікація [8] також відповідає цим вимогам.

Причиною об'єднання фахівцями програмних та апаратних загроз безпеці інформації у єдиний клас можна вважати нормативну документацію України, затверджену переважно до 2000 року. Згідно неї, захист інформації здійснюється технічними засобами: інженерними, програмно-апаратними [2]. При цьому реалізація автоматизованої системи, згідно [2], здійснюється за допомогою апаратних та програмних засобів. З цього випливає, що складові ІТС складаються з двох видів засобів, а, отже, джерел загроз безпеці інформації також є два. Тож, у зв'язку з розвитком технологій за останні 5-9 років, вітчизняна нормативна база захисту інформації стає не відповідати дійсності і вимагає нагального вдосконалення. Здійснити це можна двома шляхами:

1) Вдосконалити НД технічного захисту інформації, замінивши поняття “технічний захист” на “програмно-технічний” і, відповідно, окремими розділами сформулювати вимоги до організації програмного та апаратного захисту інформації;

2) Розробка окремих нормативів програмного захисту автоматизованих систем, вилучивши ці поняття з НД технічного захисту інформації.

Обґрунтувати вірність і доцільність запропонованих шляхів можна за допомогою дослідження [12, 14, 18], в яких дослідження цих понять чітко розмежовані, запропоновано різні методи вивчення, діагностики, запобігання апаратних і програмних загроз безпеці інформації ІТС.

Незаперечним доказом автономності класу I і класу II загроз інформації могло б бути доведення незалежності їх джерел. Але особливістю загроз БІ ІТС є те, що вони не є незалежними [14]. На рисунку 2 наведено виявленні в дослідженні [8] суб'єктивно-

об'єктивні функціональні міжкласифікаційні зв'язки. При чому, мають неоднакову вагову характеристику. Сумарна величина вагових характеристик, наприклад, класу IV рівна 0,65, що еквівалентно 65% загальної величини збитку ІТС, який завдається у результаті атаки загроз безпеці інформації [10]. Виявлені зв'язки також є цінним надбання з метою подальшого дослідження впливу одного класу загроз на інший. При чому, використовуючи принцип сумарного збитку кожного зв'язку, можна одержати приблизні величини загальних збитків.

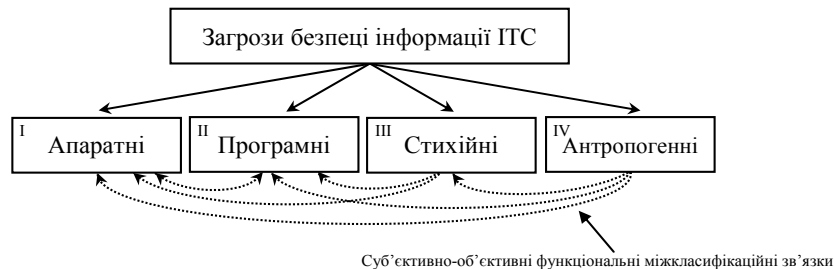


Рисунок 2 – Класифікація загроз безпеці інформації ІТС [8]

Людство вже майже у всіх галузях діяльності накопичену інформацію акумулює та обробляє не за допомогою традиційних інформаційних систем, новітніх цифрових інформаційних технологій, методів, способів обробки, зберігання, передачі цифрових даних, їх зберігання на цифрових носіях. Змінюються також види самої інформації, її властивості, ознаки, носії. Доказом цього є, наприклад, прийнятий закон України “Про електронні документи та електронний документообіг” [21]. В статті 7 цього закону визначено, що оригіналом електронного документа вважається електронний примірник документа з обов'язковими реквізитами, у тому числі з електронним цифровим підписом автора. Тобто, у разі копіювання (надсилання) електронного документа кільком адресатам або його зберігання на кількох електронних носіях інформації кожний з електронних примірників вважається оригіналом електронного документа. Проте оригіналом звичайного (традиційного) документа, який, як правило, представлений на паперовому носіїві, може бути виключно один документ, решта – його копії. Це є досить нетрадиційним і революційним на сьогоднішній день, але щоденно воно продовжує впроваджувати у все нові галузі науки і техніки та розвиватись надшвидкими темпами, демонструючи свою недефективність застосування [20].

Надійність апаратно-технічних засобів на сьогоднішній день сягає високого рівня, тому з їх вдосконаленням ймовірність відмови ІТС саме через апаратний елемент (модуль) протягом номінального терміну застосування надзвичайно мала. Проте це не стосується програмних засобів: нове програмне забезпечення, яке забезпечує обробку даних будь-якої сучасної інформаційно-телекомунікаційної системи є потужним джерелом об'єктивних (ненавмисних) загроз безпеці інформації [14]. Це впливає також з рисунку 3, на якому наведено графік ймовірності відмови програмних засобів та апаратних засобів протягом всього життєвого циклу ІТС.

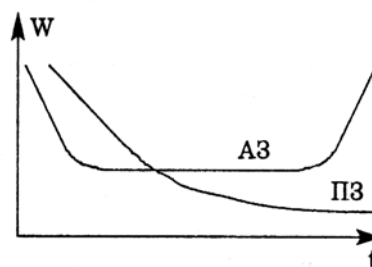


Рисунок 3 – Різниця між надійністю апаратних засобів (А3) та програмного забезпечення (П3)

Важливим чинником класифікації загроз безпеці інформації ІТС є сучасна статистика. Згідно звіту корпорації Microsoft в 2007 році приблизно 60% всіх комп'ютерних систем були атаковані програмними суб'єктивними загрозами [18]. Ці дані підтверджено й дослідженнями "Лабораторії Касперського" (Російська Федерація) [11]. Враховуючи атаки об'єктивних програмних загроз [14], ця цифра буде значно вищою. Величини збитку, якими оцінюються як загрози безпеці інформації, так і системи забезпечення інформаційної безпеки, від програмних атак вимірюються млрд. доларів США. Тенденцію їх щорічного зросту наведено на рисунку 4, на основі чого можна зробити припущення про подальший приріст цієї величини. Це, в свою чергу, змушує все більше уваги концентрувати на запобігання саме програмного класу загроз безпеці інформації ІТС.

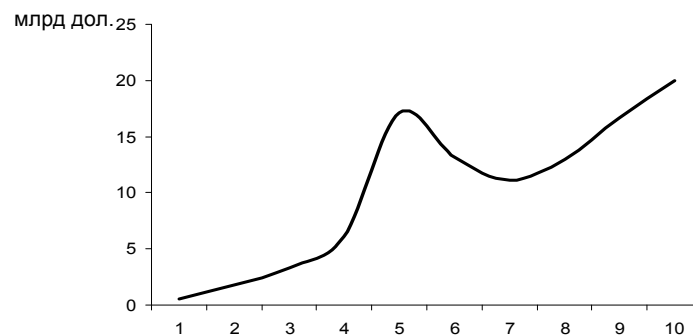


Рисунок 4 – Приріст світового збитку від атак програмних загроз безпеці інформації (1998-2007рр.)

Таким чином, все частіше вітчизняні та зарубіжні фахівці з інформаційної безпеки під час побудови, аналізу й досліджень систем забезпечення безпеки інформації ІТС більшість уваги, коштів і засобів спрямовують на запобігання й унеможливлення атаки саме суб'єктивних (навмисних) програмних загроз безпеці інформації [6, 7, 10, 12, 14, 17-19], які виникають у зв'язку дії суб'єктивного міжкласового зв'язку класу IV. При цьому в більшості випадків апаратні джерела загроз майже не розглядаються. Експерти-розробники інтуїтивно покладаються на достатньо високий рівень надійності сучасних аналогових і цифрових пристроїв та, відповідно, надмалу ймовірність здійснення атаки об'єктивних апаратних загроз. Також враховується і висока надійність загальноприйнятих технічних обмеження безпосереднього доступу людини до ІТС з метою засобів захисту інформації ІС чи ІТС, що майже повністю унеможливує реалізацію і суб'єктивних апаратних загроз. Це, в свою чергу, дає підстави прогнозувати подальше зменшення впливу апаратних і, відповідно, стрімкий зріст програмних загроз на безпеку інформації ІТС, що вимагає проведення аналізу з подальшим вдосконаленням нормативної бази, принципів побудови і організації сучасних системи забезпечення безпеки інформації ІТС.

З наведених у статті результатів дослідження слідують наступні висновки:

1) Проаналізовано існуючі критерії та класифікації загроз безпеці інформації інформаційно-телекомунікаційної системи.

2) На основі дослідження існуючих класифікаційних поділів загроз безпеці інформації сучасної ІТС запропоновано вдосконалену класифікацію, здійснену відносно джерела безпосереднього впливу на інформацію на чотири класи: апаратні, програмні, стихійні, антропогенні.

3) За допомогою статистичних досліджень та чинних нормативних документів України можна стверджувати нагальну необхідність на теперішньому етапі розвитку ІТС і інформаційних технологій виокремлення з технологічних загроз апаратні і програмні в

окремі класи, що дасть можливість більш ефективно їх вивчати, прогнозувати і запобігати, та, як наслідок, забезпечувати високий рівня безпеки інформації ІТС.

4) Особливості класифікаційного поділу полягають у залежності класів загроз безпеці інформації ІТС, наявності між ними суб'єктивно-об'єктивних функціональних міжкласифікаційних зв'язків, найбільшій вазі (майже у 1,9 разів більша, за класи I-III разом взяті) цих зв'язків і, відповідно, величини збитків антропогенного класу, динамічна тенденція зменшення ваги апаратного класу та стрімкого зростання програмного.

5) У зв'язку зі стрімким розвитком інформаційних технологій та інформаційно-телекомунікаційних систем виникла нагальна необхідність здійснення вдосконалення нормативних документів України у сфері технічного захисту інформації відповідно одержаних до результатів дослідження, прогнозів на їх основі, запропонованої класифікації загроз безпеці інформації ІТС та її особливостей.

## Список літератури

1. Захаров А.И. Информационные системы: оценка рисков // Информационная безопасность. – №6, 2005.
2. НД СТЗІ 1.1-002-99. Загальні положення щодо захисту інформації в комп'ютерних системах від несанкціонованого доступу. – К.: ДСТСЗІ СБ України, 1999.
3. Потій О.В., Леншин А.В. Основні положення математичного апарату суб'єктивної логіки та його застосування для оцінки зрілості систем забезпечення безпеки інформації // Радіотехніка. Тематичний випуск "Інформаційна безпека". – Вип. 141. – Х.: Радіотехніка, 2005. – С. 144-160.
4. Смірнов А.О., Доренський О.П. Оцінювання загального показника якості системи забезпечення безпеки інформації автоматизованої системи // Системи обробки інформації. – Х.: ХУПС, 2007. – №7 (65). – С. 95-99.
5. Домарев В.В. Безопасность информационных технологий. Системный подход. – К.: ООО "Тид "ДС", 2004. – 992 с.
6. Галатенко В.А. Стандарты и рекомендации в области информационной безопасности // Информационный бюлетень "Jet Informations", №1-3 (8-10), 1996.
7. Егоров Ф.И., Чирков Д.В. Модель угроз безопасности корпоративных сетей // Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції "Сучасні інформаційно-комунікаційні технології /COMINFO'2007/". – К.: ДУИКТ, 2007. – С. 273-275.
8. Доренський О.П. Дослідження потенційних загроз безпеці інформації інформаційної системи та аналіз їх класифікаційного поділу // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. – Вип. 19. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С. 55-61.
9. Ротштейн А.П. Интеллектуальные технологии идентификации. – Вінниця: Вид-во "Універсум-Вінниця", 1999. – 320 с.
10. Галатенко В.А. Основы информационной безопасности. 3-е изд. – М.: "ИУИТ", 2005. – 208 с.
11. А. Прохоров. Вредоносные программы // КомпьютерПресс. – № 3'2006. – М.: ООО "КомпьютерПресс", 2006.
12. Середа С.А. Управление жизненным циклом программных продуктов как фактор сокращения теневого рынка программного обеспечения // Матеріали конференції "INFORMATION TECHNOLOGIES - 2003". – Кишенеу: Экономич. академия Республики Молдова, 2003. – С. 38-45.
13. Горбенко И.Д., Потий А.В., Терещенко П.И. Критерии и методология оценки безопасности информационных технологий // Радіотехніка. Тематичний випуск "Інформаційна безпека". – Вип. 141. – Х.: Радіотехніка, 2005. – С. 144-160.
14. Локазюк В.М., Савченко Ю.Г. Надійність, контроль, діагностика. – К.: Видавничий центр "Академія", 2000. – 376 с.
15. Анохин А.М., Глотов В.А., Павельев В.В., Черкашин А.М. Методы определения коэффициентов важности критериев // "Автоматика и телемеханика", 1997. – 335 с.
16. Смірнов А.О., Доренський О.П. Оцінювання загального показника якості системи забезпечення безпеки інформації автоматизованої системи // Системи обробки інформації. – Х.: ХУПС, 2007. – №7 (65). – С. 95-99.
17. Романов А.Н., Меркулова О.В. Створення підсистем для захисту інформаційних систем від вірусних атак // Інформатика та комп'ютерні технології-2007 / Матеріали III науково-технічної конференції молодих учених і студентів. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. – С. 153-155.
18. Беловед Н.І., Петровська Н.А. Мережні атаки і захист від них // Збірник наукових статей "Управління розвитком". – Вип. 7'2008. – Х.: ХНЕУ, 2008. – С. 21-22.

19. Белозьоров Є.В. Спосіб забезпечення цілісності та безпеки обробки даних користувача в інформаційних системах // Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції “Сучасні інформаційно-комунікаційні технології /COMINFO’2007/”. – К.: ДУІКТ, 2007. – С. 261-264.
20. Каук В.І. Перспективи розвитку дистанційної освіти // Матеріали II науково-практичної конференції “Інформатизація вищих навчальних закладів МВС України”. – Х.: ХНУВС, 2008. – С. 4-6.
21. Закон України “Про електронні документи та електронний документообіг” від 22.05.2003р // Відомості Верховної Ради: Офіц. вид. – Вип. 36. – К.: Парлам. вид-во, 2003. – С. 275.

В статье исследованы особенности классификации угроз безопасности информации современной информационно-телекоммуникационной системы. Проанализированы существующие противоречия и предложены общепринятые технические угрозы выделить в два отдельных класса угроз безопасности информации: аппаратные (технические) и программные. Обоснованно необходимость и целесообразность избранного подхода.

In the article features of classification of threats safety of information of the modern informatively-telecommunication system are investigational. Existent contradictions are analysed and the generally accepted technical threats to select in two separate classes of threats safety of information are offered: vehicle (technical) and programmatic. Grounded necessity and expedience of select approach.

Г.Д. Портнов, доц., канд. техн. наук, А.П. Дворніченко, канд. техн. наук,  
Л.М. Кривоблоцька, канд. фіз.-мат. наук  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Особливості експлуатації пересувної електростанції при виконанні малооб'ємних робіт

Розглядаються питання експлуатації пересувної однофазної електростанції, що є у розпорядженні інженера – механіка, що відповідає за проведення робіт.  
**ремонт сільськогосподарської техніки, дорожні, будівельні роботи, електроінструмент, пересувна електростанція**

При ремонті сільськогосподарської техніки в польових умовах, виконанні дорожніх, будівельних і рятувальних робіт часто виникає потреба в організації забезпечення електроенергією електроінструменту, малогабаритної будівельної техніки, освітлення за допомогою автономного джерела - мініелектростанції.

Стратегія вибору мініелектростанції (далі «електростанція») достатньо детально викладена у численних статтях і рекламних проспектах.

В даній статті розглядаються питання експлуатації пересувної однофазної електростанції, що є у розпорядженні інженера – механіка, що відповідає за проведення робіт.

Можливість отримання довідкової інформації реалізована посиланнями у форматі WWW.

Організація електропостачання ділянки включає:

- Розміщення електростанції.
- Забезпечення безпеки роботи електростанції.
- Прокладку лінії електропередачі.
- Складання графіка роботи енергоспоживачів.
- Складання графіка роботи електростанції.
- Технічне обслуговування електростанції.

### 1. Розміщення електростанції

Якщо генераторну установку передбачається експлуатувати як автономне джерело в незахищених від дії навколишнього середовища умовах, то слід вибирати електроагрегат під капотом.

З місцем установки пов'язаний вибір класу захисту генератора електростанції.

Клас захисту позначається двома буквами (IP) і двома цифрами. Перша цифра означає: «2» - захист від торкання пальцями і від проникнення твердих сторонніх частинок діаметром більше 12 мм; «4» - захист від торкання інструментом, пальцями або дротом діаметром більше 1 мм, захист від проникнення твердих сторонніх частинок діаметром більше 1 мм; «5» - повний захист від торкання допоміжними засобами будь-якого типу і від проникнення пилу.

Друга цифра означає: «3» - захист від струменів води, падаючих під кутом до 60 градусів від вертикалі; «4» - захист від струменів води, падаючих під будь-яким кутом.

Пересувну електростанцію розташовують на рівному і очищеному майданчику зовні небезпечної зони баштового крана або інших самохідних машин. Електростанції допускають роботу з нахилом щодо горизонтальної поверхні до 10°.

Забороняється розміщувати електростанцію ближче 7 м від будівлі при його висоті до 20 м і ближче 10 м, якщо його висота більше 20 м, а також в межах призми обвалення траншеї або котловану. Місткість для палива повинна знаходитися не ближче 15 м від електростанції.

## 2. Забезпечення безпеки роботи електростанції

Заземлення електростанції: три сталеві труби діаметром 35 мм, завдовжки не менше 2 м, забитих в ґрунт на глибину до 2 м з відстанню між трубами не менше 2 м. З'єднання стрижня з клеюю "ЗЕМЛЯ" на рамі агрегату проводити за допомогою гнучкого мідного дроту перетином не менше 4мм<sup>2</sup> з надійним закріпленням. Опір заземлення не більше 10 Ом.

Забороняється заземлення «нульового дроту» генератора.

Контур треба розташовувати в такому місці, де виключено проникнення в ґрунт нафтопродуктів. Не рекомендується встановлювати заземлювачі в безпосередній близькості від паропроводів або трубопроводів гарячої води, що викликають висихання ґрунту. Скельні ґрунти бажано обробляти шляхом поливання шарів ґрунту, дотичних із заземлювачем, підсоленою водою. Можна встановити заземлюючий пристрій в незамерзаючому водоймищі або в талій зоні або винести його в ґрунт з більш низьким питомим опором на відстань не більше 500 м.

Обслуговуючий станцію моторист повинен мати кваліфікаційну групу по техніці безпеки не нижче за третю і бути забезпечений комплектом індивідуальних захисних засобів від поразки струмом.

## 3. Прокладка лінії електропередачі

Для магістральних і розподільних сітей рекомендується використовувати шлангові кабелі і дроти.

Перетин дроту залежить від сили струму і довжини дроту (табл. 1).

Таблиця 1 – Залежність перетину кабелю від його довжини і сили струму

2 x Vt (8,7 A)

Сечення кабелю, мм <sup>2</sup>	сила тока, А																			
	2,3	4,6	6,8	9	11,5	13,5	16	18	20	23	27	32	36	41	45	55	64	73	82	
1,5	100	50	33	25	20	17	14													
2,5	165	84	57	43	34	29	24	21	19											
4	265	135	90	68	54	45	39	34	30	27	23									
6 мм <sup>2</sup> ← 6	395	200	130	100	80	66	56	49	44	39	32	28								
10		335	225	170	135	110	96	84	75	68	56	48	42	38	34					
16			530	355	265	210	180	155	135	120	105	90	76	67	60	54	45	38		
25				565	430	340	285	245	210	190	170	140	120	105	94	84	70	60	53	47

длина кабеля, м

Сила струму розраховується при розрахунку потужності споживачів.

Використовування на будівельних майданчиках повітряних ліній (ВЛ) електропередач обмежено.

Умови роботи дизельгенераторів:

- температура навколишнього повітря від мінус 50 °С до плюс 50 °С при відносній вологості до 98 % при 25 °С (виконання УХЛ);
- висота над рівнем моря до 4000 м;
- запорошеність повітрям, не більше 0,01 г/м<sup>3</sup>

## 4. Складання графіка роботи енергоспоживачів

### 4.1. Розрахунок номінальної потужності енергоспоживачів

Особливість розрахунку полягає в тому, що споживана споживачами різних видів потужність, вказана в їх паспортних даних, не завжди представляється в одиницях вимірювання потужності, указуваної в технічній документації на електростанції.

В технічних параметрах електромоторів під корисною потужністю  $N_{i.mex}$  в [кВт] розуміється механічна потужність, що віддається на валу:

$$N_{i.mex} = \eta_{i.mex} \cos \varphi_i P_{i.nopr.} \text{ [кВт]}$$

Тобто, споживана ж електрична потужність  $P_{i.nopr.}$  визначається К.П.Д. приводу  $\eta_{i.mex}$  і відповідним коефіцієнтом потужності електродвигуна .

Необхідно провести переклад одиниць «кілоВати» [кВт] в кілоВольт-ампери [кВ·А] з використанням паспортної або довідкової інформації про  $\cos \varphi$

$$P_{i.nopr.} = \frac{N_{i.mex}}{\eta_{i.mex} \cos \varphi_i} \text{ [кВ·А]}.$$

#### 4.2 Визначення пускової потужності енергоспоживачів

Існує значна кількість реактивних споживачів електроенергії, безпосередньо у момент запуску яких пускова потужність може перевищувати номінальну в 2-3 і навіть в 10 разів. Великі пускові струми (а значить, і велика споживана потужність) в режимі включення характерні для приладів з асинхронними електродвигунами. В інструкціях по застосуванню електроустаткуванні, як правило, указується пускова потужність або сила струму при запуску.

#### 4.3 Максимальна потужність електростанції

В характеристиці електростанції важливо дві потужності – тривала (номінальна) і максимальна. Максимальна потужність – це якийсь запас, який може використовуватися короткочасно, наприклад для згладжування пікових навантажень. Час роботи на максимальній потужності невеликий, залежно від виробника установки і від конкретної моделі воно складає від декількох секунд до декількох хвилин. Максимальна потужність відрізняється від тривалої приблизно на 10-15%. Орієнтуватися слід перш за все на показник тривалої потужності, забезпечуючи графіком роботи відповідність числа реактивних споживачів, що одночасно включаються, з підвищеною пусковою потужністю пусковим можливості електростанції :

$$\sum P_{пук.} \leq 1,15 P_{ном.}^{генер.} \quad (1)$$

В технічній документації до європейських агрегатів прописана, як правило, тільки номінальна потужність. У такому разі допустимо одномоментне підключення устаткування, потужність якого в пускових режимах сумарно не перевищує номінальну потужність електростанції:

$$P_{ном.}^{генер.} \geq \sum P_{пук.} \quad (2)$$

з подальшим підключенням споживачів з невеликою пусковою потужністю.

В технічній документації до японських агрегатів указуються дві характеристики – номінальна і максимальна потужності. Різниця між максимальною, указуваної виробником, і номінальною потужністю складає запас потужності, що вимагається для забезпечення пускових струмів протягом невеликого відрізка часу. В діапазоні від номінала до максимуму станція може працювати в межах 5-10, максимум 20-30 хвилин, після чого спрацьовує тепловий захист, що відключає агрегат.

Режим тривалого навантаження розрахований на роботу при 80% від номінальної потужності  $\sum P_{nopr.}$  :

$$P_{ном.}^{генер.} \geq 0,8 \sum P_{nopr.} \quad (3)$$

При цьому режим пускового навантаження припускає:

$$P_{макс.}^{генер.} \geq \sum P_{пук.} \quad (4)$$

При цьому для дизельних електростанцій необхідно забезпечити мінімальне завантаження (для різних моделей 20 . 40%):

$$\sum P_{\text{потр. мин.}} \geq (0,2 \dots 0,4) P_{\text{ном.}}^{\text{генер.}} \quad (5)$$

В загальному випадку, при сталій потужності одночасно тривало працюючих споживачів і споживачі, що одноразово підключається, з пусковою потужністю  $P_{\text{пуск.}}$ .

Вибрана електростанція повинна забезпечити «пускову потужність»

$$P_{\text{пуск.}} = \sum P_{\text{потр.}} + P_{\text{пуск.}} \quad (6)$$

із збереженням умов (2) і (3) .

#### 4.3.1. Зварювальне устаткування

Для зварювальних апаратів існують спеціальні електростанції, а краще всього придбавати так званий зварювальний генератор. Це установка з вбудованим зварювальним апаратом, яка спочатку розрахована для зварки. За відсутності зварювального генератора підключати до стандартної міні-електростанції можна лише зварювальний апарат інверторного типу, забезпечуючи при цьому, як мінімум, 2-кратний запас потужності електростанції.

#### 5. Час безперервної роботи електростанції

Нормальним періодом роботи електростанції з бензиновим двигуном є час витрачання двох повних штатних паливних баків (7-8 годин) з подальшою перервою, необхідною для встановлення нормального теплового режиму.

Дизельні електростанції можуть безперервно працювати до 24 годин і більш залежно від встановленого двигуна.

#### 6. Технічне обслуговування

Технічне обслуговування і експлуатація електростанції повинна проводитися відповідно до рекомендацій виготівника. Слід враховувати наступне.

Робота в режимі перевантаження значно впливає на ресурс електроагрегату.

В технічній документації кожного виробу указується максимальна потужність, при якій допускається його експлуатація з подальшою перервою, необхідною для встановлення нормального теплового режиму.

Сумарне напрацювання електроагрегатів з вказаним перевантаженням не повинне перевищувати часу, що становить 10% від загального часу напрацювання.

Для деяких моделей, оснащених бензиновим двигуном перевантаження не допускаються.

Для усунення нагару періодично (100 мотогодин) забезпечувати роботу електростанції з навантаженням 75% від номінальної протягом 1 години.

#### Висновок

Ефективне використання пересувної електростанції передбачає попереднє складання графіка підключення споживачів із зіставленням їх номінальної і пускової потужності з параметрами агрегату.

#### Список літератури

1. <http://www.it-r.ru/>
2. <http://www.premier-networks.ru/>
3. <http://www.100generator.ru/Foto/>
4. <http://www.furniture.net.ua/>
5. <http://www.vepr.ru/>
6. <http://www.abrazive.ru/>

Рассматриваются вопросы эксплуатации передвижной однофазной электростанции, имеющейся в распоряжении инженера – механика, отвечающего за проведение работ.

The questions of exploitation of movable monophase power-station, present at disposal of engineer – mechanic responsible for conducting of works, are considered.

## ЗМІСТ

<i>Пестунов В.М., Стеценко О.С., Носуленко В.І.</i> Дослідження цільових механізмів верстатів .....	3
<i>Пестунов В.М., Стеценко О.С.</i> Нові кулачкові механізми технологічного устаткування .....	11
<i>Бровченко А.М., Коваленко В.В., Пономаренко І.Ф.</i> Исследование эффективности применения смазочно-охлаждающих жидкостей при листовой штамповке .....	23
<i>Бровченко А.М., Пономаренко І.Ф., Гришина Э.А.</i> Аналитический расчет производительности обработки при алмазно-электрохимическом шлифовании твердых сплавов торцом круга .....	28
<i>Струтинська А.Л.</i> Розробка та дослідження прецизійної сферичної опори ковзання .....	33
<i>Філімоніхін Г.Б., Філімоніхіна І.І., Дубовик В.О.</i> Ефективність зрівноваження ротора чотирьохмятниковим автобалансиром з в'язями .....	39
<i>Боков В.М., Троян М.В.</i> Витягування деталей в захисній оболонці .....	43
<i>Боков В.М., Павленко О.В.</i> Розмірна обробка дугою монолітних пуансонів .....	47
<i>Кришкін Б.Б., Заднепряна А.Г.</i> Моніторинг та оптимізація конструктивних параметрів напрямних вузлів штампів холодного штампування .....	51
<i>Кришкін Б.Б.</i> Впровадження технологій холодного об'ємного штампування на підприємствах із дрібносерійним характером виробництва .....	56
<i>Добротвор І.Г., Стухляк П.Д., Букетов А.В., Мороз К.М.</i> Фазова модель процесу поширення мікроструктур екпоксикомпозитів із дисперсним наповнювачем .....	61
<i>Яцун В.В., Карпушин С.О.</i> Обґрунтування доцільності застосування вібро- пневмомашин для транспортування гірничої маси в умовах гіпсових шахт .....	65
<i>Ковришкін М.О., Сало В.М., Хамуйєла Ж.А.Герра, Хамуйєла Т.О.</i> Особенности разработки инструментального забезпечення для виготовлення нової черв'ячної передачі з угнутих профілем витка черв'яка .....	71
<i>Струтинський В.Б., Черновол М.І., Кропівна А.В.</i> Вібраційні параметри вузлів токарного багатошпиндельного автомата .....	76
<i>Левощко О.Л., Константинова Л.В.</i> Мова програмування асемблер в задачах системного програмування операційної системи Windows .....	81
<i>Кондратець В.О., Мацуї А.М.</i> Дослідження кульового млина, що подрібнює піски класифікатора, по каналу розрідження пульпи .....	86
<i>Сербул О.М., Кондратець В.О., Сидоренко В.В.</i> Стендові дослідження системи автоматичної стабілізації витрати води.....	94
<i>Катеринич С.Є., Черновол М.І., Свірень М.О.</i> Підвищення надійності сівалки ЗС-3.6А удосконаленням конструкції висівних апаратів.....	101
<i>Ветохін В.І.</i> Проектування глибокорозпушувачів з урахуванням деяких аспектів деформування ґрунту .....	104
<i>Кропівний В.М., Шепеленко І.В., Красота М.В., Василенко І.Ф.</i> Перспективи використання альтернативних видів палива для автомобілів .....	110
<i>Кириченко А.М., Зайка С.М., Ленченко Л.В.</i> Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою .....	116
<i>Посвятенко Е.К., Кропівний В.М., Посвятенко Н.І., Русских В.В.</i> Ремонт шестеренних насосів гідросистем дорожніх машин .....	122

<i>Боков В.М.</i> Субструктура поверхні лунки після розмірної обробки дугою .....	137
<i>Калита М.О.</i> Застосування спектрального методу структурної ідентифікації для визначення математичної моделі багатовимірного об'єкту .....	140
<i>Ковришкін М.О., Філімоніхін Г.Б., Андреев Ю.В.</i> Особливості механічної обробки конічних черв'яків з угнутих профілем витків в загальному випадку верстатного зачеплення .....	145
<i>Павленко І.І., Годунко М.О.</i> Аналіз впливу характеристик захватних пристроїв промислових роботів на силові їх навантаження .....	150
<i>Кондратець В.О., Рева О.М., Карчевська М.О.</i> Дослідження кульового млина як керованого об'єкта по каналу продуктивності .....	155
<i>Блохін Л.Н., Осадчий С.І.</i> Пошук допоміжної матриці при синтезі багатовимірних оптимальних систем керування нестійкими об'єктами .....	161
<i>Пестунов В.М., Свяцький В.В., Свяцька Л.П.</i> Розвантаження свердла при комбінованій обробці глибоких отворів .....	166
<i>Пестунов В.М., Свяцький В.В., Свяцька Л.П.</i> Розробка привода для глибокого свердлення методом перехоплення стебла інструмента по його довжині .....	169
<i>Кузнєцов Ю.М., Волошин В.Н.</i> Моделювання динамічних силових характеристик плунжерних токарних патронів з багатопрофільними затискними елементами .....	173
<i>Філімоніхін Г.Б., Пирогов В.В., Філімоніхіна І.І.</i> Застосування пасивних автобалансирів у якості демпферів кута нутації обертових супутників .....	177
<i>Скібінський О.І., Підгаєцький М.М., Павленко І.І., Козинець Д.Б.</i> Абразивна обробка гіпоциклоїдального профілю конічно-циліндричним кругом в умовах планетарного обкату .....	185
<i>Підгаєцький М.М., Скібінський О.І.</i> Шляхи зниження моменту зрушення гідравлічних моторів .....	191
<i>Красота М.В., Шепеленко І.В., Василенко І.Ф., Дубовик В.О.</i> Зниження пускового зносу автотракторних двигунів зміною параметрів робочого циклу .....	197
<i>Кулешков Ю.В., Русских В.В., Руденко Т.В.</i> Методика исследования технического состояния изношенных шестерен шестеренного насоса типа НШ .....	203
<i>Макаренко Л.Н.</i> Методи оцінювання надійності операторів залізничного транспорту: аналітичний огляд .....	214
<i>Осадчий С.І., Гамалій В.Ф., Шаповалова І.А.</i> Підвищення енергетичної ефективності обробки деревини за рахунок оптимального управління приводом подачі .....	220
<i>Осипов І.М., Рева О.М., Сисоліна І.П.</i> Результати попередніх досліджень шнекового туковисівного апарата АТП-2 .....	226
<i>Бровченко А.М., Сабирзянов Т.Г., Пономаренко І.Ф.</i> Оценка состояния режущей поверхности круга .....	230
<i>Павлюк-Мороз В.А., Чабанний В.Я., Осін Р.А., Крилов О.В.</i> Стенд для обкатування шестеренних насосів .....	236
<i>Павлюк-Мороз В.А., Чабанний В.Я., Осін Р.А., Крилов О.В.</i> Підвищення якості стендової обкатки шестеренних насосів .....	238
<i>Шмат С. І., Сидоренко В.В., Якименко С.М., Воротнюк В.В.</i> Ґрунтообробний робочий орган для екологічно-безпечного обробітку ґрунту .....	244
<i>Філімоніхін Г.Б., Васильковський О.М., Петренко Д.І.</i> Результати експериментальних досліджень роботи відцентрово-пневматичного сепаратора зерна .....	247

<i>Насуленко В.І., Сало В.М., Леценко С.М., Васильковський М.І., Гончаров В.В.</i> Передумови багатоструменевого способу введення матеріалів в пневмосепаруючі канали зернових сепараторів .....	251
<i>Нестер А.А.</i> Контроль покриття оловом автоматизованого виробництва плат .....	256
<i>Мажейка О.Й., Маркович С.І., Рябоволик Ю.В.</i> Розробка та виготовлення порошкових дротів для нанесення внутрішніх електродугових покриттів, придатних до обробки лезовим інструментом .....	262
<i>Мажейка О.Й., Маркович С.І.</i> Математичне моделювання процесу зношування вузла тертя типу „вал-втулка” .....	267
<i>Глобенко Г.О., Сало В.М., Гамалій В.Ф.</i> Підвищення ефективності подрібнення вівсяної і ячмінної лузги .....	275
<i>Павленко І.І., Сало В.М., Глобенко Г.О., Леценко С.М., Петренко Д.І.</i> Енергетична оцінка процесу шелушіння зволоженого зерна в роторно-лопасній машині .....	279
<i>Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В., Русских В.В.</i> Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ .....	284
<i>Петренко М. М., Сабірзянов Т.Г., Скриннік І.О., Сало В.М., Скриннік М.О., Богатирьов Д.В.</i> Модель переносу тепла в зерносушарці каскадного типу від каскаду до шару насіння .....	293
<i>Дюбко Г.Ф., Смірнов О.А., Вакулін В.В.</i> Нейронечітка модель і програмний комплекс формування баз знань експертних систем .....	298
<i>Пирогов В.В.</i> Дослідження стійкості основного руху одного типу ізольованої матеріальної системи .....	306
<i>Смірнов О.А., Ладигіна О.А.</i> Дослідження стану і тенденцій розвитку енергетики в Україні та шляхи подолання її проблем з використанням відновлюваних джерел енергії .....	315
<i>Криськов О.Д., Іваник І.М.</i> Оцінка вартості однієї хвилини експлуатації ріжучого інструменту на металоріжучих верстатах .....	321
<i>Головко Л.Ф., Лукьяненко С.А., Рахмани Мохсен, Сороченко В.Г., Мажейка А.И.</i> Повышение жесткости тонколистовых металлических изделий созданием структурных концентраторов напряжений .....	325
<i>Доренський О.П.</i> Особливості класифікації загроз безпеці інформації сучасної інформаційно-телекомунікаційної системи .....	334
<i>Портнов Г.Д., Дворніченко А.П., Кривоблоцька Л.М.</i> Особливості експлуатації пересувної електростанції при виконанні малооб’ємних робіт .....	341