

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

Випуск 41

Частина II

КІРОВОГРАД • 2011

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 41, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2011. —270 с.

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

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

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол №3 від 31 жовтня 2011 року.

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

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

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

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р.).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.

УДК 631.632

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, Д.І. Петренко, канд. техн. наук,

О.В. Нестеренко, ас., Д.О. Гриценко, студ.

Кіровоградський національний технічний університет

Перспективні напрямки розвитку зерноочисної техніки переробних підприємств

Означені проблемні питання підготовки зернового матеріалу на переробних підприємствах. Визначений перспективний напрям розвитку пневматичної зерноочисної техніки – застосування в каналах штучно створених силових полів. Обґрунтована можливість підвищення продуктивності відцентрово-пневматичного сепаратора ЗАВ 40.02.000.

харчове машинобудування, підготовче відділення, відцентрово-пневматичний сепаратор, питома продуктивність, циліндричний барабан, пруткова навивка

Однією з основних задач, яка ставиться перед харчовою промисловістю і харчовим машинобудуванням, є створення високоефективного технологічного обладнання, яке, базуючись на використанні прогресивних технологій, значно підвищує продуктивність праці, зменшує негативну дію на навколишнє середовище і сприяє економії сировини, паливно-енергетичних і матеріальних ресурсів. В цьому контексті важливе значення для розвитку харчових виробництв відіграє науково-технічний прогрес, який полягає в пошуку нових, піонерських рішень в конструкції машин і апаратів.

Матеріал, який надходить до переробних підприємств, містить в своєму складі до 10...15 % домішок різного походження, що знижує продовольчу цінність зерна. Тому стандартами (ГОСТ, ДСТУ) передбачаються норми приймання зернового матеріалу на переробних підприємствах. Так, для продовольчого призначення вміст смітних домішок для пшениці і жита допускається не більше 5%, для інших зернових – 8 %, для рису – 10 %; вміст зернових домішок не більше 15 % [1, 2].

Тому в технологічному процесі переробки зернового матеріалу передбачаються операції по його очищенню і доведенню до базисних кондицій. Оскільки обладнання по очищенню не задіяне безпосередньо у переробці зерна, тобто зміні його форми, структури, хімічного складу тощо, то нагальним є зменшення частки питомих витрат по очищенню зерносумішей в загальних витратах.

Серед найпоширеніших методів очищення найбільшого поширення набули розділення за розмірами на решетах та за аеродинамічними ознаками в повітряних каналах. При цьому рівень розвитку за продуктивністю та енергетичними витратами решітних зерноочисних машин дещо випереджає рівень повітряних сепараторів. В зв'язку з необхідністю співставлення по продуктивності технологічного обладнання переробних підприємств актуальною задачею сьогодні є розробка і дослідження саме повітряних систем зерноочисних машин.

Аналіз конструкцій та характеристик повітряних систем існуючих зерноочисних машин показав, що вони не забезпечують високого ступеня очищення, мають значні енергоємність і металоємність, а можливості інтенсифікації пневмосепарації лише за допомогою гравітаційних сил майже вичерпані.

Серед машин, в яких використовуються штучно створені силові поля, вигідно вирізняється відцентрово-пневматичний сепаратор ЗАВ 40.02.000 [3]. Застосована в конструкції даного відцентрово-пневматичного сепаратора комплексна дія на зерновий матеріал відцентрових сил та сили повітряного потоку, з урахуванням розміщення зерноsumіші в пневмоканалі в один шар, дозволяє отримати потрібне віяло розсіювання і забезпечити необхідну якість процесу, оскільки кути відриву насіння і домішок суттєво відрізняються.

Недоліками представленого сепаратора є зростання опору сітчастого барабана при збільшенні частоти обертання, що призводить до незадовільної обробки компонентів зерноsumіші повітряним потоком та нестабільний рух часток по його поверхні із-за наявності поперечних перетинок сітчастого профілю, особливо на початковому етапі, коли швидкість їх руху значно нижча ніж швидкість поверхні барабана, оскільки матеріал переміщується в пневмоканалі по барабану з ковзанням.

Вирішення проблеми підвищення технологічної ефективності досягається шляхом встановлення оригінального барабана з прутковою навивкою круглого профілю (рис. 1).

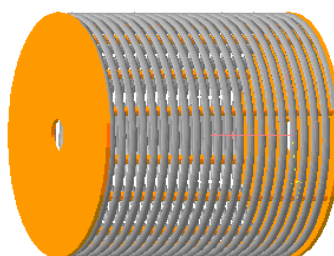


Рисунок 1 - Циліндричний барабан з прутковою поверхнею

Очищення зернового матеріалу у відцентрово-пневматичному сепараторі можна умовно розділити на чотири етапи (рис. 2).

При надходженні до повітряного каналу матеріал проходить шлях від вихідного вікна бункера до місця подачі у повітряному каналі, яке визначається кутом φ_0 . При цьому повинні забезпечуватись відповідні швидкість введення V_0 і товщина шару матеріалу перед введенням h_0 , які обумовлюються кутом нахилу подаючого лотка α_0 до горизонту, його довжиною S та параметрами бункера.

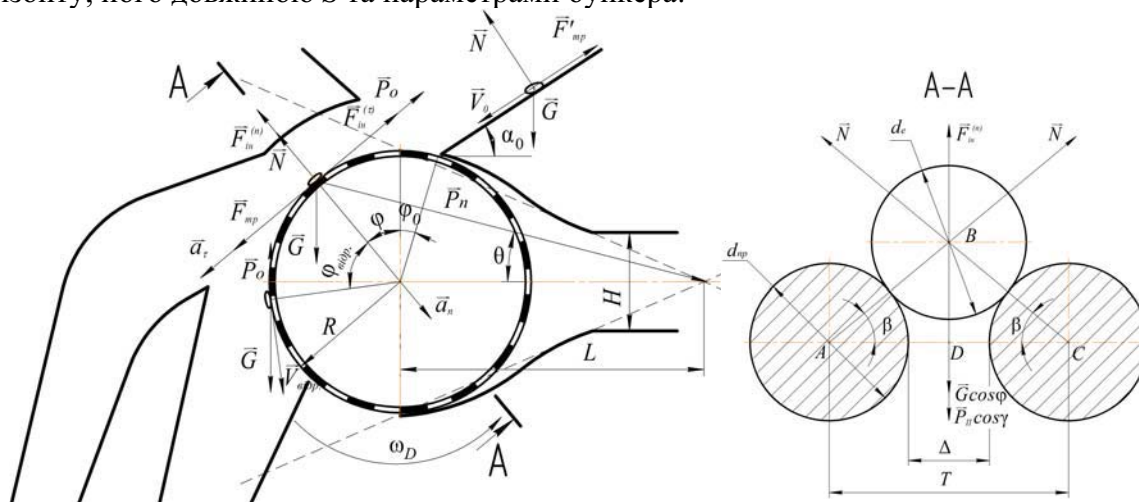


Рисунок 2 – Схема об'єкту досліджень

При переході від подаючого лотка на поверхню циліндричного барабана з прутковою поверхнею повинна дотримуватись умова одношарового розміщення матеріалу на цій поверхні у повітряному каналі. Це забезпечується відповідними кінематичними параметрами циліндричного барабана.

Перехід матеріалу від бункера до повітряного каналу відбувається в декілька шарів. Згідно проведеного літературного аналізу встановлено, що більш якісне повітряне очищення матеріалу відбувається при обробці зернового матеріалу у повітряному каналі в один шар. Запишемо умову переходу матеріалу від подаючої поверхні до пруткового барабана з урахуванням живого перерізу останнього:

$$V_D = V_0 \cdot \frac{h_0}{h_D \cdot \kappa_{жс}}, \quad (1)$$

де V_D і V_0 – відповідно колова швидкість поверхні пруткового барабана та швидкість введення матеріалу до повітряного каналу, м/с;

h_0 і h_D – товщина шару матеріалу відповідно при подачі і при русі по поверхні пруткового барабана в повітряному каналі, м;

$\kappa_{жс}$ – коефіцієнт живого перерізу поверхні барабана

$$\kappa_{жс} = 1 - \frac{d_{np} \cdot z_{np}}{B};$$

B – ширина пруткового барабана, м;

d_{np} – діаметр прутка навивки, м;

z_{np} – кількість прутків, шт.

Аналіз рівняння (1) показує, що для забезпечення необхідного обробітку матеріалу в один шар колова швидкість барабана повинна бути більшою від швидкості введення матеріалу на величину $\frac{h_0}{h_D}$.

Визначимо необхідну частоту обертання барабана

$$n_D = \frac{60 \cdot V_D}{\pi \cdot D}, \quad (2)$$

або, виходячи з умови нерозривності потоку:

$$n_D = \frac{60 \cdot V_0}{\pi \cdot D} \cdot \frac{h_0}{h_D \cdot \kappa_{жс}}, \quad (3)$$

де n_D – частота обертання пруткового барабана, об/хв;

D – діаметр барабана, м.

Питома продуктивність сепаратора по ширині каналу визначається як:

$$q_B = \frac{Q}{B} \quad (4)$$

де Q – секундна продуктивність сепаратора, кг/с:

$$Q = V_D \cdot L_D \cdot h_D \cdot \rho, \quad (5)$$

L_D – робоча довжина барабана, м;

ρ – об’ємна маса зерна, кг/м³.

З врахуванням залежностей (1), (3), (5) рівняння (4) прийме вигляд:

$$q_B = n_D \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot \rho \cdot h_D}{60} \cdot \kappa_{жс}, \quad (6)$$

де q_B – питома продуктивність ширини сепаратора, кг/м·с;

Представимо графічно залежність потрібної частоти обертання пруткового барабана від початкової швидкості введення матеріалу в канал при різній початковій товщині матеріалу (рис. 3).

З графіка (рис. 3) видно, що збільшення початкової товщини шару матеріалу вимагає значного збільшення частоти обертання барабана, що при сталому значенні швидкості повітря призведе до швидкого відриву часток ще на початковому етапі взаємодії останніх з барабаном, не даючи змоги отримати необхідне для сепарації «віяло розсіву». Узгодження швидкості повітряного потоку зі значною частотою обертання барабана суттєво підвищує енергоємність процесу.

Таким чином, діапазон раціональних значень початкової товщини шару матеріалу слід шукати в зоні мінімальних значень, узгоджуючи їх з потрібною швидкістю введення. Згідно з рекомендаціями І.П. Безручкіна, А.Я. Маліса, А.Р. Демидова, А.І. Нелюбова, Е.Ф. Ветрова, А.І. Буркова, Н.П. Сичугова та інших авторів [1, 4, 5, 6], оптимальні швидкості введення матеріалу до повітряного каналу знаходяться в межах 0,2...0,5 м/с.

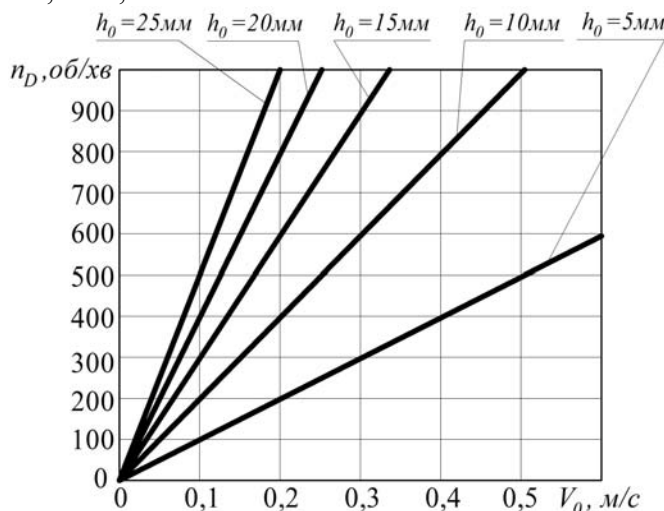
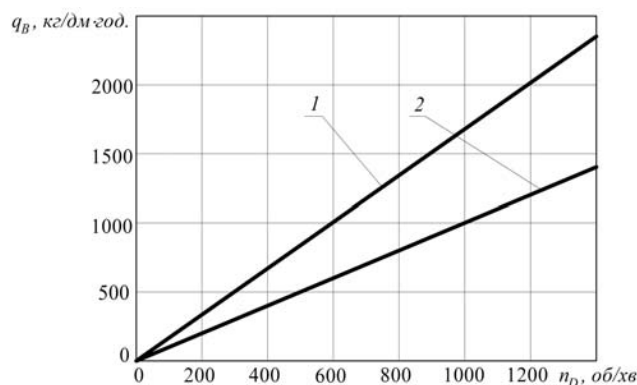


Рисунок 3 – Залежність частоти обертання пруткового барабана n_D від початкової швидкості V_0 введення матеріалу в канал при різній початковій товщині матеріалу h_0



1 – об’ємна маса зерноsumіші $\rho = 450$ кг/м³; 2 – об’ємна маса зерноsumіші $\rho = 755$ кг/м³

Рисунок 4 – Залежність питомої продуктивності ширини повітряного каналу від частоти обертання пруткового барабана

Для вказаних значень початкової швидкості необхідна частота обертання барабана становитиме (рис. 3) $n_D = 400 \dots 1000$ об/хв.

Питома продуктивність сепаратора для вказаного діапазону швидкостей становитиме (рис. 4):

- для зерноsumіші з об’ємною масою $\rho = 450$ кг/м³ – $q_B = 600 \dots 1600$ кг/дм·год.;
- для зерноsumіші з об’ємною масою $\rho = 755$ кг/м³ – $q_B = 400 \dots 1000$ кг/дм·год.

Як засвідчує рівняння (6), на питому продуктивність сепаратора має вплив і коефіцієнт живого перерізу ширини барабана, величина якого визначається діаметром прутка навивки барабана.

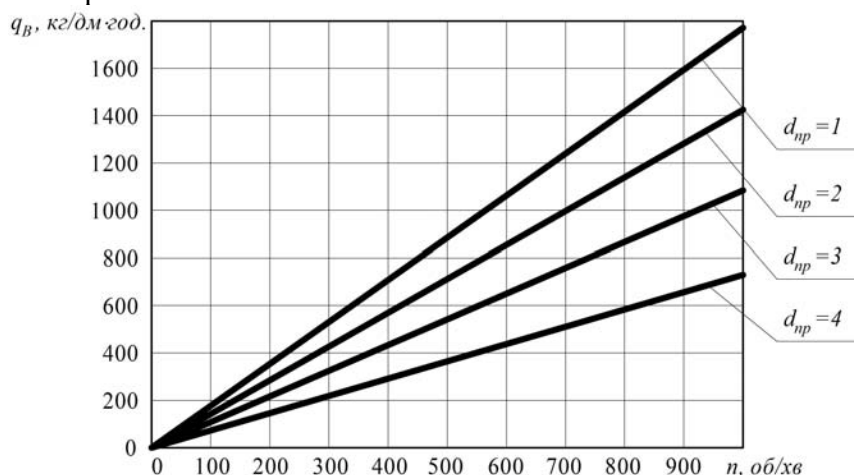


Рисунок 5 – Залежність питомої продуктивності ширини повітряного каналу від діаметра прутка при різній частоті обертання циліндричного барабана

При зменшенні діаметра прутка питома продуктивність ширини повітряного каналу (рис. 5) зростає внаслідок збільшення живого перерізу каналу.

Для визначення якісного впливу на процес пневмосепарації параметрів пруткової поверхні циліндричного барабана, необхідно дослідити характер переміщення матеріалу у повітряному потоці по його зовнішній поверхні.

Висновок. Проведені попередні теоретичні дослідження питомої продуктивності пневмосепарації відцентрово-пневматичним сепаратором виявили її залежність від параметрів пруткової поверхні барабана та його частоти обертання. Так, зменшення діаметра прутків циліндричного барабана в межах $d_{np} = 4 \dots 1$ мм має значний вплив на

живий переріз повітряного каналу і забезпечує збільшення продуктивності сепаратора q_B від 700 до 1800 кг/дм·год. При цьому збільшення живого перерізу каналу має обмеження із-за конструктивних особливостей виготовлення циліндричного барабана. Тому основним регулятором питомої продуктивності тут виступає частота обертання барабана, яка в базовій моделі сепаратора ЗАВ 40.02.000 обмежена, як зазначалося вище, якісними показниками процесу.

За результатами теоретичних досліджень встановлено, що одношарове розміщення зерноsumіші об'ємної маси $\rho = 755 \text{ кг/м}^3$ по площі живого перерізу забезпечується при наступних діапазонах зміни раціональних значень параметрів запропонованого відцентрово-пневматичного сепаратора: швидкості введення матеріалу до повітряного каналу $V_0 = 0,2...0,5 \text{ м/с}$, питомої продуктивності сепаратора $q_B = 400...1000 \text{ кг/дм}\cdot\text{год.}$, частоти обертання барабана $n_D = 400...1000 \text{ об/хв.}$

Тому застосування запропонованої конструкції барабана з прутковою поверхнею круглого профілю, яка усуває недоліки базової конструкції, дозволить підвищити питому продуктивність відцентрово-пневматичного сепаратора без значної зміни енергетичних витрат.

Список літератури

1. Бурков А. И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И.Бурков, Н. П. Сычугов. – Киров: Изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
2. Боуманс Г. Эффективная обработка и хранение зерна / Г. Боуманс; [пер. с англ. В. И. Дашевского]. – М. : Агропромиздат, 1991. – 608 с.
3. Безручкин И. П. Очистка зернового материала центробежно-пневматическим сепаратором : Исследование рабочих процессов и органов машин для уборки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна / И. П. Безручкин, Е. Г. Баженов, В. В. Попов // Труды ВИСХОМ. – Москва. – 1969. – Вып. 57. – С. 301–320.
4. Безручкин И. П. Исследование аэродинамических свойств зерен в вертикальном потоке / И. П. Безручкин // Сельскохозяйственная машина. – 1936. – № 3. – С.16–22.
5. Малис А. Я. Машины для очистки зерна воздушным потоком / А. Я. Малис, А. Р. Демидов. – М. : Машгиз, 1962. – 175 с.
6. Нелюбов А. И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / А. И. Нелюбов, Е. Ф. Ветров. – М. : Машиностроение, 1977. – 190 с.

В. Сало, Д. Петренко, А. Нестеренко, Д. Гриценко

Перспективные направления развития зерноочистительной техники перерабатывающих предприятий

Обозначены проблемные вопросы подготовки зернового материала на перерабатывающих предприятиях. Определено перспективное направление развития пневматической зерноочистительной техники – использование в каналах искусственно созданных силовых полей. Обоснована возможность повышения производительности центробежно-пневматического сепаратора ЗАВ 40.02.000.

V. Salo, D. Petrenko, A. Nesterenko, D. Gricenko

Perspective directions of development are graincleansing technique processing enterprises

The problem questions preparation of grain-growing material are marked on processing enterprises. Certain perspective direction development of pneumatic graincleansing technique is application in the channels of the artificially created power fields. Reasonable possibility increase of the productivity centrifugal-pneumatic separator ZAV 40.02.000.

Одержано 02.10.11

УДК 621.793.620.172

Б.А. Ляшенко, проф., д-р техн.наук

Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины

Л.А. Лопата, доц., канд. техн. наук

Институт воздушного транспорта НАУ

Е.К. Солових, проф., канд. техн. наук, А.Е. Соловых, доц., канд. техн. наук, А.В. Ворона, асп.

Кировоградский национальный технический университет

Повышение долговечности быстроизнашиваемых деталей рабочих органов сельскохозяйственной техники интегрированными технологиями упрочняющих защитных покрытий

Показано преимущества и недостатки различных сочетаний первичных технологий, а также перспективу их развития. В настоящее время перспективным является поверхностное упрочнение комплексными или комбинированными методами нанесения износостойких покрытий, нанесение покрытий в сочетании с модифицированием, нанесение многослойных, многофункциональных покрытий; развитие интегрированных многооперационных технологий. В условиях всё возрастающего дефицита дорогостоящих легирующих материалов, входящих в состав сталей, требующих высокого комплекса прочностных свойств, перспективными являются интегрированные технологии поверхностного упрочнения малоуглеродистых сталей.

поверхностное упрочнение, модифицирование, интегрированные технологии, комплексные или комбинированные методы нанесения износостойких покрытий

Введение. Большинство отказов механизмов машин происходит в результате поверхностного разрушения и, в первую очередь, от изнашивания. Исследования в области трения, изнашивания, износостойкости и принципиально новых типов материалов служат предпосылкой для создания на этой основе новых способов и технологий, направленных на кардинальное решение вопросов увеличения долговечности быстроизнашиваемых деталей.

Нанесение износостойких покрытий на рабочие поверхности деталей машин является одним из путей повышения их работоспособности и защиты контактных поверхностей от интенсивного износа. Перспективным является поверхностное упрочнение комплексными или комбинированными методами нанесения износостойких покрытий и нанесение покрытий в сочетании с модифицированием. По данным Института электросварки им. Е.О.Патона в США и Западной Европе, так называемые «гибридные процессы» упрочнения получают преимущественное финансирование. В настоящее время в практике упрочнения нашли применение следующие «гибридные процессы»:

– сочетание химико-термической обработки с поверхностным пластическим деформированием (азотирование с дробенаклепом, азотирование с холодной накаткой, цементирование с поверхностным пластическим деформированием, в частности наклепом дроби);

© Б.А.Ляшенко, Л.А.Лопата, Е.К. Солових, А.Е. Соловых, А.В. Ворона, 2011

- химико-термическая обработка с последующей электроконтактной обработкой (легирование бором и углеродом с последующей электроконтактной обработкой);
- волочение при воздействии токовых импульсов (электростимулированное волочение);
- газотермическое напыление с последующей холодной прокаткой;
- электромагнитная наплавка с последующей термомеханической обработкой (поверхностным пластическим деформированием);
- пластическое деформирование с диффузионным насыщением (прокатка диффузионным насыщением при газовой цементации) (ППД);
- поверхностное пластическое деформирование с печным нагревом или электронагревом (дробеструйная обработка и электронагрев);
- поверхностное пластическое деформирование с электроимпульсной обработкой (электроимпульсное деформирование при прокатке);
- ППД с микродуговым оксидированием (МДО);
- лазерная закалка с пластическим деформированием;
- плазменное напыление с последующим горячим изостатическим прессованием;
- напыление с наложением вибраций или нагревом;
- упрочнение гальванических покрытий ППД;
- цементация с последующим дробеструйным упрочнением;
- лазерная закалка или легирование с ППД;
- лазерно-ультразвуковое легирование;
- ультразвуковая обработка газотермических покрытий;
- лазерная обработка плазменных покрытий;
- электронно-лучевая обработка электролитических хромовых покрытий;
- электронно-лучевой нагрев детонационных покрытий;
- лазерное упрочнение ионно-азотированного слоя;
- лазерная обработка борированных поверхностей;
- лазерная закалка газового азотирования, лазерная закалка после цементации.

Состояние проблемы. Характерной особенностью технологий поверхностного упрочнения является то, что не удается получить одновременного повышения всех свойств детали для всех режимов эксплуатации. Даже один и тот же материал покрытия, но нанесенный разными способами, показывает различные эксплуатационные свойства.

Широкому внедрению упрочняющих защитных покрытий препятствует их недостаточная прочность и долговечность. Сегодня мнение о недостаточной прочности покрытий в экстремальных условиях эксплуатации общепризнанно как в отечественной, так и в зарубежной литературе [1].

Особые требования предъявляют к покрытиям, которые работают под большими нагрузками в условиях износа. Износ покрытия резко возрастает после определенной нагрузки. Анализ зависимости скорости изнашивания от нагрузки показывает, что при некоторой критической нагрузке у всех материалов существует переход от низкой скорости (слабый износ) к высокой (сильный износ) [2]. Поэтому естественно стремление устранить или уменьшить эти недостатки. В практике упрочняющих покрытий сложилось мнение о положительном эффекте остаточных напряжений сжатия в покрытии, заключающемся в снижении хрупкости. Однако установлено, что высокие остаточные напряжения сжатия на поверхности детали

(например, при цементации) способствуют выкрашиванию цементированного слоя при контактной усталости [3].

Попытки повысить прочность покрытий увеличением прочности адгезионной связи не дают положительного эффекта, даже снижают прочность и пластичность основного материала [4].

Для устранения отмеченных недостатков в настоящее время в разработке материалов для покрытий используют два метода:

1) создание многослойных покрытий вплоть до мультипликации; каждый слой в многослойном покрытии выполняет собственную функцию и обеспечивает плавный переход физико-механических свойств покрытия от поверхности к основе;

2) создание многокомпонентных слоев переменного состава по толщине покрытия.

Оба метода значительно удорожают технологию получения покрытия и снижают надежность получения покрытия высокого качества, так как брак в одном из слоев приводит к снижению качества всего покрытия.

В попытках устранения недостатков покрытий наблюдаются две основные тенденции:

- нанесение многослойных, многофункциональных покрытий;
- развитие интегрированных многооперационных технологий [1].

Каждая технология поверхностного упрочнения имеет свою нишу оптимальных условий использования, включая даже технологические традиции, сложившиеся на конкретном предприятии. В настоящее время еще не сложилась методология синтеза многооперационных технологий. В интегрировании технологий преобладает эмпирически-интуитивный подход. Решающим фактором в выборе первичных технологий и завершающих технологическую цепочку является наличие на предприятии отдельных видов оборудования и возможность интегрировать их в единый технологический цикл.

Отмечают существенное повышение износостойкости использованием модифицируемых материалов в сочетании с методами ионной, электронно-лучевой и лазерной обработки [5, 6]. В условиях всё возрастающего дефицита дорогостоящих легирующих материалов, входящих в состав сталей, требующих высокого комплекса прочностных свойств, перспективными являются интегрированные технологии поверхностного упрочнения малоуглеродистых сталей.

Цель статьи - показать преимущества и недостатки различных сочетаний первичных технологий, а также перспективу их развития.

Результаты исследований и их анализ. Из многообразия вариантов сочетания первичных технологий следует, что наиболее нуждаются в повышении свойств покрытий самые массовые технологии, применяемые в машиностроении, прежде всего – газотермическое напыление. Главные недостатки напыленных покрытий – низкая прочность сцепления и высокая пористость. Улучшают эти свойства лазерной обработкой, электронно-лучевым упрочнением, оплавлением и химико-термической обработкой. Наиболее многочисленны исследования лазерного упрочнения газотермических покрытий [7-23]. Благодаря оптимизации параметров лазерной обработки напыленных электродуговых покрытий получают мелкокристаллическую беспористую структуру с равномерным распределением химических элементов. Этим существенно повышается износостойкость в условиях граничного трения и абразивного изнашивания [7, 12, 23]. Достигают повышения и адгезионной и когезионной прочности покрытия при его наноструктурировании [8, 9]. Лазерная обработка газотермических покрытий повышает их стойкость к высокотемпературной газовой коррозии и коррозии в расплаве $V_2O_5+Na_2SO_4$ [10, 11].

Показаны преимущества и возможности улучшения эксплуатационных характеристик деталей машин, прежде всего триботехнических характеристик. Проанализированы области специализированного использования лазерного улучшения свойств предварительно напыленных покрытий, расширения диапазонов растворения легирующих компонентов, образования необходимых фаз, в том числе метастабильных, уплотнения и аморфизации покрытий небольшой толщины (< 50 мкм) при обеспечении наименьшего термического влияния на основу [16]. Разработана опытно-теоретическая модель, оптимизирующая параметры лазерного излучения по максимуму критерия качества оплавления газотермических покрытий [17]. Показано альтернативное влияние энерговклада на триботехнические характеристики покрытий [18]. С целью снижения энергетических затрат используют способ легирования поверхности совместной обработкой лазерным лучом и плазмой [19].

Лазерное оплавление напыленных покрытий увеличивает микротвердость в 10 раз [20], микротвердость в 2 раза [22], износостойкость в 1,3-1,8 раза [21], износостойкость более чем в 2 раза [23].

Оплавление газотермических покрытий осуществляют токами высокой частоты [14], высокоскоростной импульсно-плазменной струей [24, 25], в вакуумных печах [26-28]. Существенный эффект многократного повышения микротвердости и износостойкости обеспечивает электронно-лучевая обработка напыленных покрытий [24, 29, 30]. Анализ структуры показал, что средний размер зерен в покрытии уменьшается от сотен микрометров до сотен нанометров, а микротвердость увеличивается в 5 раз [30]. Предел выносливости повышается на 60-80%, а прочность сцепления – в 2,5...3,5 раза после электронно-лучевой обработки [29].

Для повышения триботехнических характеристик напыленных покрытий используют ультразвуковую обработку, в том числе одновременно с плазменным напылением [9]. Эффективно применение химико-термической обработки после напыления. После борирования износостойкость напыленных покрытий из стали Св-08 при сухом трении повысилась в 100 раз. Повысилась также адгезионная прочность напыленных покрытий. Ионное азотирование напыленных из сталей 40X13 и X18H10T покрытий обеспечивало микротвердость от 6,5 до 15 ГПа в поверхностном слое от 5 до 40 мкм. При этом износостойкость увеличилась в 8 раз [31].

Одна из наиболее распространенных технологий в машиностроении – электрохимического нанесения покрытий обладает таким существенным недостатком как низкая адгезионная прочность. Повышают триботехнические характеристики композиционных электролитических покрытий лазерной обработкой [32], ультразвуковой обработкой [33], ионным азотированием [34, 35]. При ультразвуковой обработке размер зерен в покрытии зависит от интенсивности обработки, меняясь от 45 НМ до 24 НМ [33]. Ионное азотирование повышает износостойкость при абразивном изнашивании за счет превращения электроосажденного хрома в нитрид Cr_2N [35]. Определен механизм влияния термообработки на упрочнение электроосажденного Fe-V-покрытия, обеспечивающий повышение износостойкости [36]. Технология восстановления изношенных деталей электролитическим железнением с последующей нитроцементацией обеспечивает высокие эксплуатационные характеристики – прочность сцепления, износостойкость, усталостную прочность [37]. Эффективно сульфацианирование электроосажденного Fe-V-покрытия, обеспечивающее повышение износостойкости и снижение коэффициента трения [36].

Находят применение интегрированные технологии в комбинации лазерного легирования и химико-термической обработки [38]. Эта комбинация технологий позволяет получать твердость до 20 ГПа (за счет выделения упрочняющих дисперсных фаз), что приводит к увеличению износостойкости в 1,5-3 раза по сравнению с

азотированными нитрослоями типа сталь 38Х2МЮА [39-43]. Азотированный слой, предварительно легированный Cr и V, имеет твердость 16-18 ГПа. Лазерное легирование алюминием обеспечивает сильно развитую полигонизированную структуру, что ускоряет диффузию азота. При этом твердость достигает 21 ГПа [41, 42].

Работы [44-46] показали, что предварительная дискретная лазерная обработка вносит существенный вклад в процесс последующего газового азотирования. При этом качественный и количественный характер изменений в азотированном слое определяется заранее сформированным структурно-фазовым состоянием. Повышенная растворимость азота в кристаллической решетке стали при обработке ее поверхности лазерным лучом, является следствием образования высокой плотности подвижных дислокаций, а также сильного диспергирования исходной структуры зерен. При этом процесс насыщения поверхности азотом ускоряется в 17 раз на протяжении первого часа. В сравнении с технологиями газового азотирования или дискретно-лазерной обработкой износостойкость при интегрированной технологии повысилась в 2,5 раза [46].

Комбинация лазерной обработки с ионным азотированием существенно увеличивает азотируемость сталей, глубину упроченной зоны и повышает износостойкость [47], обеспечивает повышением твердости в сравнении с ионным азотированием [48].

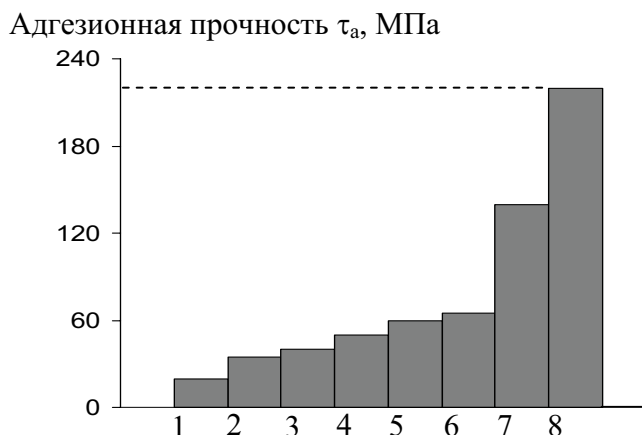
Электроискровое легирование, как и лазерные технологии, относится к способам, использующим высококонцентрированные энергетические источники. Поэтому эффективна также комбинация электроискрового легирования с последующим ионным азотированием [49, 50]. Этим существенно увеличивается глубина слоев повышенной твердости. А вот комбинация лазерной и электроискровой обработки обеспечивает крайне незначительный эффект [51].

Следует отметить явление инверсии, когда изменение последовательности операций упрочнения приводит к отличающимся результатам. Естественно, оптимальный выбор операций и их последовательность определяется повышением твердости комплекса механических свойств, износостойкости, а также шероховатости поверхности и точности размеров детали. Предварительную химико-термическую обработку целесообразно использовать для подготовки поверхности под электроискровое легирование, а финишное электроискровое легирование цементированных и азотированных поверхностей обеспечивает дополнительное повышение твердости и износостойкости [52]. Различная последовательность электроискрового легирования и азотирования позволяет управлять распределением микротвердости в легированном слое, а именно – положением максимума в приповерхностном слое [53]. Отмечают инверсию в комбинации лазерной обработки и ионного азотирования [48]. Лазерная обработка азотированного слоя обеспечивает более плотный оксинитридный слой под поверхностью, а также увеличение глубины азотированного слоя [54]. В наноструктурированном поверхностном слое после шлифования азотированный слой вдвое толще, чем на крупнозернистой поверхности в тех же условиях азотирования, что объясняют ускорением диффузии азота вдоль границ зерен в наноструктурном железе [55, 56]. Финишная дробеструйная обработка азотированного слоя повышает износостойкость и предел выносливости зубчатых передач [57].

Наиболее существенный упрочняющий эффект обеспечивает электроконтактное припекание (ЭКП) газотермических покрытий [58-60]. На рис.1 приведена зависимость адгезионной прочности τ_a никелевого покрытия на Ст.3.

Преимущество комбинированной обработки (поз.8) заключается более, чем в 6-кратном повышении τ_a в сравнении с газопламенным напылением (поз.2). Очевидна

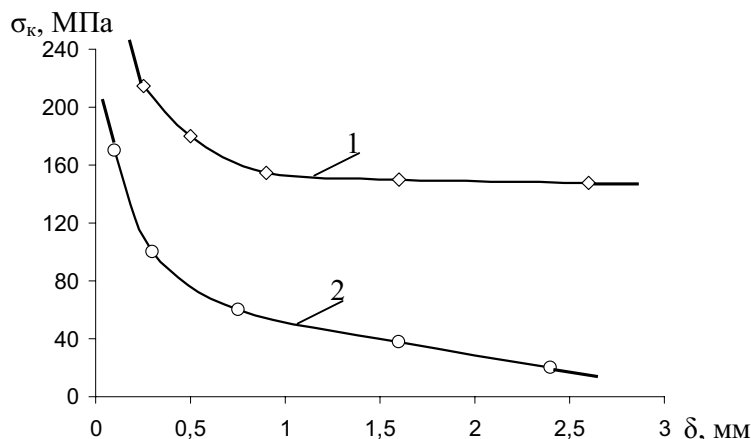
также целесообразность комбинаций технологий поз.1-поз.5 с технологией электроконтактного припекания.



1 – электродуговая металлизация, 2 – газопламенное напыление, 3 – плазменное напыление, 4 – электролитическое осаждение, 5 – детонационное напыление, 6 – электроискровое легирование, 7 – электронно-лучевая конденсация, 8 – газопламенное напыление + электроконтактное припекание.

Рисунок 1- Зависимость адгезионной прочности τ_a от способа нанесения Ni-покрытия на Ст.3

На рис.2 приведена зависимость когезионной прочности σ_k от толщины покрытия δ для варианта газотермического напыления (кривая 1) и интегрированной технологии напыления с электроконтактным припеканием.



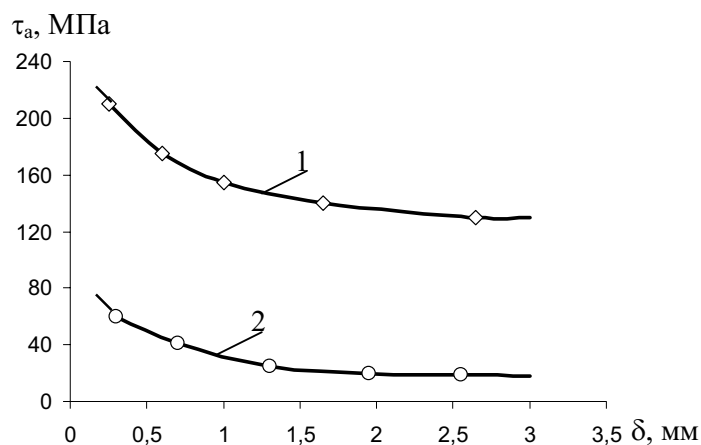
1 – газотермическое напыление (ГТН), 2 – ГТН + электроконтактное припекание

Рисунок 2 - Зависимость когезионной прочности от толщины покрытия

Зависимость адгезионной прочности τ_a от толщины покрытия δ для напыления и комбинации напыления с электроконтактным припеканием приведена на рис.3.

Интегрированная технология газотермического напыления (ГТН) и электроконтактного припекания (ЭКП) обладает рядом преимуществ:

- снижаются требования к механическим свойствам и пористости напыленного слоя. Напыление при этом несет функцию вспомогательной операции;
- уменьшаются припуски на механическую обработку или она исключается. Все газотермические покрытия требуют финишную механическую обработку. Операцию ЭКП напыленного покрытия можно совместить с финишной обработкой пластическим поверхностным деформированием (ППД) до требуемых размеров детали и чистоты поверхности;



1 – ГТН, 2 – ГТН + электроконтактное припекание

Рисунок 3 - Зависимость адгезионной прочности τ_a от толщины покрытия

- возможна замена высоколегированных дефицитных порошков для достижения необходимой твердости и износостойкости покрытия на более дешевые, за счет применения после интегрированной технологии ГТН+ЭКП технологии ионного азотирования (ИА) (рис.4).

Перечисленные преимущества интегрированной технологии ГТН+ЭКП+ИА обеспечивают получение покрытий толщиной $h > 3$ мм при высокой адгезионной прочности τ_a и низком уровне остаточных напряжений.



а)



б)



в)



г)



д)

а) дробеструйная обработка; б) газопламенное напыление; в) активированная электродуговая металлизация; г) электроконтактное припекание; д) вакуумное азотирование

Рисунок 4 - Современный участок интегрированных технологий нанесения покрытий

В комбинациях технологий электроискровой, лазерной и электронно-лучевой обработки с ионным азотированием наблюдается эффект неаддитивности. Предварительная обработка этими первичными технологиями существенно увеличивает азотируемость сталей, глубину упрочненного слоя и обеспечивает многократное повышение твердости и износостойкости в сравнении с ионным азотированием.

Из интегрированных технологий наибольший эффект по несущей способности обеспечивают дуплексные покрытия, сочетающие предварительное глубокое ионное азотирование и наружный тонкий слой сверхтвердого вакуум-плазменного покрытия. Подобная интегрированная технология обеспечила 10-кратное повышение долговечности игольчатых клапанов запорной арматуры, которые изготовлены из стали 12X18H10T и эксплуатируются в условиях высоких контактных давлений и агрессивных технологических расплавах.

Во всех вариантах интегрированных технологий критерием выбора является сравнение затрат и увеличение комплекса механических свойств упрочненных изделий.

Выводы.

Для повышения качества изделий с покрытиями целесообразно применение многооперационных технологий. В настоящее время еще не сложилась методология и теория синтеза многооперационных технологий. В интегрировании технологий преобладает эмпирически-интуитивный подход. Решающими факторами в выборе первичных технологий и завершающих технологическую цепочку является наличие на предприятии отдельных видов оборудования и возможность интегрировать их в единый технологический цикл. Основным недостатком интегрированных технологий является применение для их реализации разнопланового оборудования. Кроме того, нарушение технологии, на одном из этапов технологического процесса, приводит к получению некачественного покрытия.

Список литературы

1. Покрытия и их использование в технике // В кн. «Прочность материалов и конструкций», п/ред. В.Т.Трошенко – 2-е изд. – К.: Академперіодика, 2006. –С.981-1074.
2. Ляшенко Б.А., Мовшович А.Я., Долматов А.И. Упрочняющие покрытия дискретной структуры // Технологические системы – 2001 - № 4 (10). –С.17-25.
3. Новиков Н.В., Бидный А.А., Ляшенко Б.А. и др. Методы упрочнения поверхностей машиностроительных деталей. К.: ИСМ АН УССР, 1989. -112 с.
4. Ляшенко Б.А., Цыгулев О.В., Кузнецов П.Б. Необходимо ли всегда повышать адгезионную прочность защитных покрытий // Пробл. прочности – 1987 - № 5. –С.70-74.
5. Машков Ю.К., Полещенко К.Н., Поворознюк С.Н. и др. Трение и модифицирование материалов трибосистем. М: Наука – 2000 – 280 с.
6. Чередниченко В.С., Радченко В.Г., Радченко Т.Б. и др. Комбинированные электротехнологии защитных покрытий. Новосибирск: Изд-во НГТУ – 2004 – 260 с.
7. Похмурська Г.В., Довгуник В.М., Студент М.М. Зносостійкість лазерно модифікованих електродугових поривів з порошкового дроту ФМІ-2 // ФХММ – 2003 – 39, № 4. –С.61-64.
8. Клименов В.А., Безбородов В.П., Перевалова О.Б. и др. Влияние лазерного воздействия на микроструктуру и фазовый состав плазменно-напыленных покрытий на основе никеля // Тез. докл. 4 Междун. конф. «Прочн. И пластич. Матер. в условиях внеш. энерг. воздействия» - Новокузнецк, 11-16 сент., 1995. Новокузнецк – 1995. –С.292.
9. Panin V.E., Klimenov V.A., Bezboroda V.P. et al. Forming the structure and phase composition of coatings by plasma spraying and influence of powerful ultrasound and laser radiation on them // Adv. Mater. and Process.: 2nd Sino-Rus Symp., Xi'an, Oct. 8-13, 1993 — Xi'an, 1994. -С.479-483.
10. Longa Yrene, Shinya Masanobu, Takemoto Mikio. Coatings of aluminide intermetallic compounds on steel utilizing a hybrid technique of spraying and IR-laser fusion // Mater. and Manuf. Processes — 1994 — 9, № 3. -С.495-505.
11. Longa Y., Takemoto M. Laser processing of high-chromium nickel-chromium coatings deposited by

- various thermal spraying methods // Corrosion (USA) — 1994 — 50, № 11. -С.827-837.
12. Толочко Н.А., Аршинов К.И., Семашко В.М. и др. Лазерное модифицирование покрытий NiCrFe-50%Cr₃C₂ // Матер., технол., инструм. 2001 — 6, № 2. -С.60-63.
 13. Подчерняева И.А. Лазерное оплавление газотермических покрытий на основе кортинита // Технол. и орган. пр-ва — 1992 - № 2. -С.42-43.
 14. Глебова М.А., Корнев А.Б., Глебов В.В. и др. Повышение качества газотермических покрытий при термической обработке токами высокой частоты и лазерным лучом // Свароч. пр-во — 2004 - № 6. -С.43-46.
 15. Семенов Я.С., Лебедев М.П. К методике создания переходного межфазного слоя в слоистой среде // Сб. статей 2 междунар. конф. «Деформация и разруш. матер. и наноматериалов», Москва, 2007. М.: Интерконтакт Наука, 2007. -С.394-395.
 16. Becker R., Sepold G. Nachbehandlung von Spritzschichten durch Hochleistungslaser // Metalloberfläche — 1987 — 41, № 7. -С.329-332.
 17. Девойно О.Г., Кардаполова М.А., Пилипчук А.П. и др. Моделирование многомодового излучения лазера как этап синтеза технологии плавления газотермических покрытий // Тез. докл. Всерос. науч.-техн. конф. «Новые матер. и технологии НМТ — 2000», Москва, 24-25 окт. 2000. М.: ЛАТМЭС. 2000. -С.206-207.
 18. Анциферов В.Н., Шмаков А.М., Ившина Н.Н. Лазерная обработка плазменнонапыленных на порошковую сталь покрытий // Порошк. металлургия — 1992 - № 10. -С.25-28.
 19. Pat. 6229111 USA, B23K 9/04. Method for laser / plasma surface alloying. Опубл. 08.05.2001.
 20. Hannotiau M., Leunen J., Sleurs J. et al. Upgrading of plasma sprayed coatings by laser treatment to corrosion resistance and hot isostatic pressing for wear resistance // Plasma Surface Eng.: Pap. 1st Int. Conf., Garmisch-Partenkirchen, 19-23 Sept., 1988. Vol.1 — Oberursel, 1989. -С.387-394.
 21. Голубев В.С., Иванов И.А., Чеботько И.С. Лазерное оплавление газотермических покрытий // Тез. науч.-практ. конф. «Разраб. и применение технол., оборуд. и матер. для газотерм. процессов нанес. защитн. покрытий», Минск, 5-6 июня, 1990 — Минск, 1990. -С.38.
 22. Kunlin Wang, Zhirui Tian, Chongbin Yang et al. Повышение износостойкости сплавов Al-Si лазерной переплавкой // Jinshu rechuli = Heat Treat. Metals — 1994 -№ 10. -С.3-5.
 23. Liang G., Li C., Su J. et al. Микроструктура плазменного покрытия на алюминиевом сплаве после лазерной обработки // Chin. J. Nonferrous Metals — 1998 — 8, № 1. -С.28-32.
 24. Погребняк А.Д., Кравченко Ю.А., Василюк В.В. и др. Структура и свойства порошкового покрытия на основе Ni после оплавления поверхности концентрированными потоками энергии // ФиХОМ — 2005 - № 1. -С.35-41.
 25. Станчкв Д.И., Винокуров А.В., Бухтояров В.Н. Оплавление газотермических покрытий плазмотроном с модуляцией его параметров // Леп. В ВИНТИ 31.10.2001, № 2289-B2001.
 26. Simunovic K., Franz M., Maric G. Investigation and estimation of residual stress in flame sprayed and fused NiCrBSi coatings // Metalurgija (Zagreb) — 2008 — 47, № 2. -С.93-97.
 27. Авт. свид. 1675355 СССР, C21D 1/78. Способ обработки деталей. Опубл. 07.09.91, БИ № 33.
 28. Jie X., Mao Z. Структура и свойства напыленного плазмой покрытия NiCrBSi, переплавленного в печи // Jinshu rechuli = Heat Treat. Metals — 1996 -№ 8. -С.15-17.
 29. Шипко А.А., Урбан И.Г. Влияние электронно-лучевого нагрева на структуру и свойства детонационных покрытий // Весці АН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. н. — 1992 - № 4.-С.8-14.
 30. Прохоренкова Н.В. Структура и свойства покрытий на основе Ni, нанесенных плазменном струей и подвергнутых электронному облучению // Сб. матер. Междунар. школы — конф. мол. ученых «Физика и химия наноматер.», Томск, 13-16 дек., 2005. Томск: ТГУ, 2005. -С.118-120.
 31. Белоцерковский М.А., Кукареко В.А., Азизов Р.О. Получение износостойких покрытий активированным газотермическим напылением с последующим модифицированием // Вопр. материаловед. — 2004 - № 2. -С.77-87.
 32. Семенова Н.Е., Игнатов М.Н. Методика нанесения композиционных электрохимических покрытий для лазерного модифицирования поверхности // Вестн. ПГТУ. Мех. технол. матер. и конструкций. 2003. -№ 6. -С.28-30.
 33. Yang Y., Shen Y., Chen J. et al. Покрытие из нанокристаллического никеля, полученное методом пульсирующего электроосаждения, совмещенного с ультразвуковой активацией // Jinshu xuebao = Acta met. sin. — 2007 — 43, № 8. -С.883-888.
 34. Rie K.-T., Methe E., Bulak A. Plasmanitrieren und — nitrocarburieren von galvanisch abgeschiedenen rüßarmen chromschichten und Hartchrom // Galvanotechnik — 1995 — 86, № 7. -С.2225-2229.
 35. Dasgupta A., Kuppusami P., Vijayalakshmi M. et al. Pulsed plasma nitriding of large components and coupons of chrome plated SS316LN stainless steel // J. Mater. Sci. — 2007 — 42, № 20. -С.8447-8453.

36. Сафронов Р.И. Электросоаждение железоборидных покрытий и их термическая обработка. Автореф. ... канд. техн. наук. Курск. гос. техн. ун-т. Курск – 2007. – 17 с.
37. Чернявский Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик железных электролитических покрытий нитроцементацией. Автореф. ... канд. техн. наук. Курск. гос. техн. ун-т. Курск – 2007. – 15 с.
38. Лахтин Ю.М., Коган Я.Д., Чудина О.В. и др. исследование поверхности сталей, упрочненных лазерным легированием с последующим азотированием // Матер. и поверхн. упроч. Деталей машин и инструмента для повыш. их надеж. и долговечен. / Моск. автомоб.-дор. ин-т – М., 1989. – С.95-108.
39. Лахтин Ю.М., Чудина О.В. Химико-термическая обработка лазернолугированных сталей // Изв. вузов Чер. Metallургия – 1997 - № 9. –С.64-67.
40. Чудина О.В. Комбинированное поверхностное упрочнение стали (лазерное легирование + азотирование) // МиТОМ – 1994 - № 3. –С.2-5.
41. Чудина О.В. Азотирование лазернолегированных сталей // Сб. матер. 4 Собр. Metalловедов России, Пенза, 23-25 сент., 1998. Ч.1 – Пенза, 1998. –С.90-91.
42. Пат. № 31198 України, С23С 8/02. Спосіб комбінованої лазеро-хіміко-термічної обробки сталевих виробів. Опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6.
43. Корнієнко А.О., Яхья М.С., Іщук Н.В. та ін. Формування покриттів триботехнічного призначення комбінованою лазеро-хіміко-термічною обробкою // Пробл. Тертя та зношування: Наук.-техн. Зб. – К.: НАУ, 2008 – Вип. 49. –Т.2. –С.61-65.
44. Пат. 19551 Україна, С23С 8/02. Спосіб комбінованої лазерно-хіміко-термічної обробки матеріалів / М.В.Кіндрачук, Н.В.Іщук, В.М.Писаренко та ін. Опубл. 15.12.06, Бюл. № 12.
45. Пат. 25412 Україна, С23С 8/02. Спосіб отримання зносостійких дискретних азотованих шарів / Кіндрачук М.В., Іщук Н.В., Писаренко В.М. та ін. Опубл. 10.08.07, Бюл. № 12.
46. Кіндрачук М.В., Яхья М.С., Корнієнко А.О. та ін. Визначення параметрів дискретної структури покриттів триботехнічного призначення // Пробл. тертя та зношування: Наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2008, Вип. 50. –С.5-15.
47. Bell T., Bloyce A. Nitriding laser treated titanium bearing low alloy steels // “Нает. Treat.: 84: Proc. Int. Conf., London, 2-4 May, 1984”. London, 1984, 36/1-36/7.
48. Bergmann H.W., Müller D., Amon M. et al. Kombination des Laser-strahlhärtens mit einer Kurzzeitrierbechandlung // Harter. – Techn. Mitt. – 1993 – 48, № 4. –С.238-247.
49. Тарельник В. Іонне азотування квазібагатошарових електроерозійних покриттів // Машинознавство – 1999 - № 6. –С.31-33.
50. Тарельник В.Б., Марцинковский В.С. Упрочнение и ремонт ответственных деталей машин методом электроэрозионного легирования // Тяж. машиностр. – 2005 - № 2. –С.28-32.
51. Вайс Е., Радек Н. Эксплуатационные свойства покрытий типа Cu-Мо и Cu-Ті, модифицированных лазерным лучом // Пробл. тертя та зношування: Наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2008 – Вип. 49. –Т.2. – С.104-111.
52. Бойцов А.Г., Машков В.Н., Смолянец В.А. и др. Упрочнение поверхностей деталей комбинированными способами – М.: Машиностроение, 1991. -114 с.
53. Храновская Е.Н. Массоперенос, структурные и фазовые изменения в железе и меди при их легировании в условиях температурных градиентов / Автореф. ... канд. техн. наук, ИМФ им. Г.В.Курдюмова НАН Украины, Киев – 2008. -20 с.
54. Luo Hong, Liu Jiajun, Liu Fen et al. Влияние лазерного упрочнения за счет фазового превращения на ионно-азотированный слой // Chin. J. Lasers. A. – 1995 – 22, № 4. –С.313-316.
55. Tong W.P., Liu C.Z., Wang W. et al. Gaseous nitriding of iron with a nanostructured surface layer // Scr. mater. – 2007 – 57, № 6. –С.533-536.
56. Lin Yimin, Lu Jian, Wang Liping et al. Surface nanocrystallization by surface mechanical attrition treatment and its effect on structure and properties of plasma nitrided AISI 321 stainless steel // Acta mater. – 2006 – 54, № 20. –С.5599-5605.
57. Быковский Н.Г., Сорокина Л.М., Филимонов Г.Н. Повышение долговечности зубчатых передач совмещением азотирования и поверхностного пластического деформирования // Нов. стали и сплавы, режимы их терм. обраб.: Матер. науч.-техн. семин. / О-во «Знание» РСФСР. Ленингр. дом науч.-техн. проп. – Л., 1991. –С.34-35.
58. Лопата Л.А. Разработка технологии нанесения износостойких порошковых покрытий электроконтактным припеканием силовым активированием сдвигом: дис. кандидата техн. наук: 05.16.06 / Лопата Лариса Анатольевна. – Минск, 1989.
59. Багмутов В.П., Калита В.И., Захаров И.Н. и др. Экспериментальные и численные исследования процессов электромеханического упрочнения плазменных покрытий // Сб. статей по матер. 2

- Междун. конф. «Деформ. и разрушение матер. и наноматериалов», Москва – 2007, М.: Интерконтакт Науки, 2007. –С.681-683.
60. Калита В.И., Багмутов В.П., Захаров И.Н. и др. Упрочнение плазменных покрытий электромеханической обработкой // ФиХОМ – 2008. – № 1. –С.38-

Б. Ляшенко, Л. Лопата, Є. Соловух, А. Соловух, А. Ворона

Підвищення довговічності швидкозношуваних деталей робочих органів сільськогосподарської техніки інтегрованими технологіями зміцнюючих захисних покриттів

Показано переваги і недоліки різних поєднань первинних технологій, а також перспективу їх розвитку. В даний час перспективним є поверхнєве зміцнення комплексними або комбінованими методами нанесення зносостійких покриттів, нанесення покриттів у поєднанні з модифікацією, нанесення багатшарових, багатфункціональних покриттів; розвиток інтегрованих багатоопераційних технологій. В умовах все зростаючого дефіциту дорогих легуючих матеріалів, що входять до складу сталей і вимагають високого комплексу властивостей міцності, перспективними є інтегровані технології поверхнєвого зміцнення маловуглецевих сталей

B. Lyashenko, L. Lopata, E. Solovykh, A. Solovykh, A. Vorona

Increase of longevity of worn down details of workings organs of agricultural technique by the integrated technologies of the consolidating sheeting

Advantages and lacks of different combinations of primary technologies, and also prospect of their development, are shown Presently perspective is the superficial consolidating of causing of wearproof coverage's, causing of coverage's, complex or combined methods in combination with modification, causing of multi-layered, multifunction coverage's; development of the integrated much operating-rooms technologies. In the conditions of all increasing deficit of expensive alloying materials, entering in the complement of steel's, requiring the high complex of durability properties, perspective are the integrated technologies of the superficial consolidating of littlecarbon steel's.

Одержано 21.10.11

УДК 621.791.753

**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук,
С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження впливу вмісту легуючих елементів в шихті порошкового дроту на придатність до обробки електродугових покриттів

В статті приведено результати дослідження впливу легуючих елементів в шихті порошкового дроту на вміст кисню в електродуговому покритті та його придатність до обробки лезовим інструментом. **електродугове напилення, порошкові дроти, фазовий склад, придатність до обробки**

Стан проблеми та постановка задачі. Електродугові покриття (ЕДП) характеризуються високою твердістю, пористістю, схильністю до тріщиноутворення, наявністю включень карбідів та боридів, що створює значні труднощі при механічній обробці лезовим інструментом [1,2]. Особливо актуальна ця проблема при відновленні внутрішніх поверхонь корпусних деталей сільськогосподарських машин. На відміну від суцільних матеріалів де оброблюваність лезовим інструментом залежить від твердості матеріалу, оброблюваність напилених покриттів залежить також і від вмісту оксидної фази у покриттях [3,4]. Так як процес електродугового напилення проходить у повітряній атмосфері, то краплини, які утворюються при диспергуванні стиснутим повітрям, піддаються значному окисленню (рис.1)

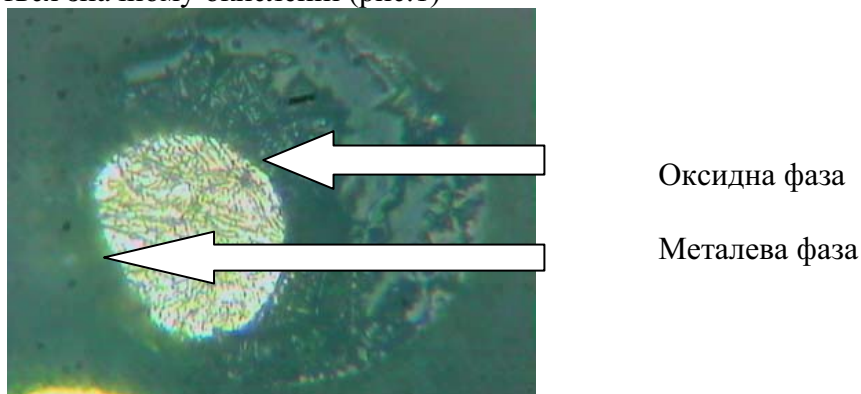


Рисунок 1 - Вигляд краплини вловленої у снігову мішень при електродуговому розпиленні дроту 08Св.

В роботах [3] відзначено що в залежності від режимів нанесення ЕДП вміст оксидної фази в ньому коливається від 30 до 60% [3]. ЕДП із збільшеним вмістом оксидної фази не піддаються лезовій механічній обробці. При цьому не достатньо вивчено вплив легуючих елементів в шихті порошкових дротів (ПД) на кількість кисню в покритті та його придатність до обробки

Мета дослідження: визначити залежність між кількістю оксидної фази в ЕДП і їх придатністю до механічної обробки від наявності легуючих елементів в шихті ПД.

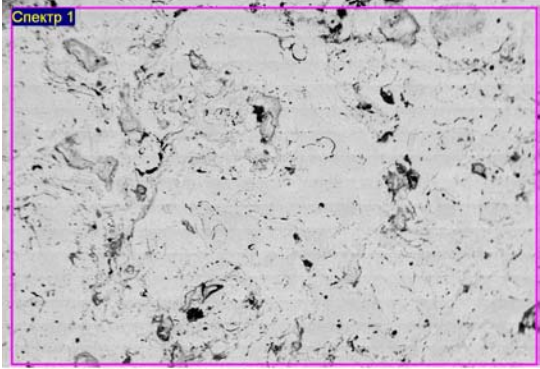
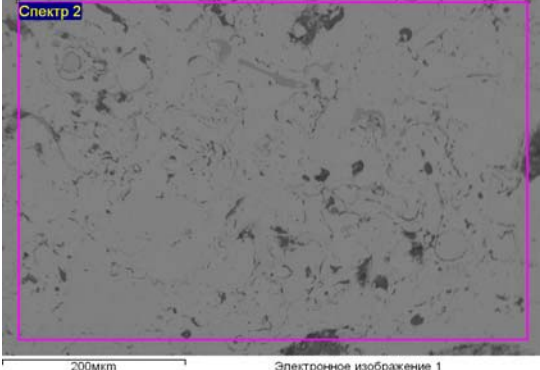
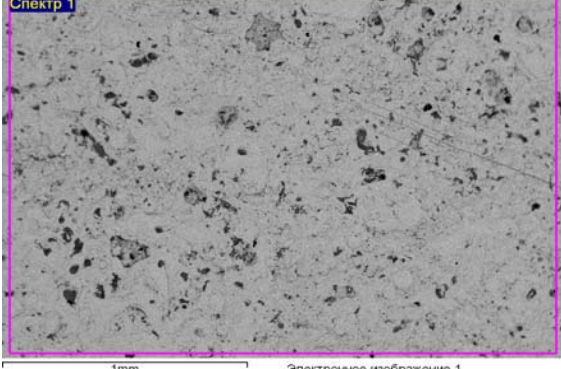
Дослідження виконувались в рамках держбюджетної НДР «Розробка технологічних методів зміцнення та відновлення внутрішніх поверхонь корпусних деталей з дослідженням трибологічних характеристик поверхонь тертя»

Методика дослідження. Дослідження проводили методами оптичної та електронної мікроскопії. Придатність до обробки ЕДП визначали по зносу різців за ваговою методикою.

Результати дослідження. Встановлено, що рівень окиснення ЕДП залежить від вмісту в шихті ПД легуючих елементів - хрому, алюмінію та вуглецю. Результати дослідження відображено в табл.1 та табл.2

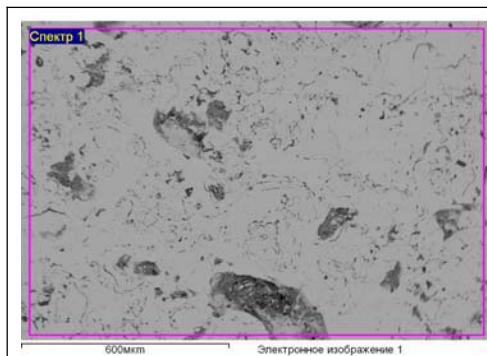
Таблиця 1- Вплив вмісту хрому у покритті на вміст кисню у покритті

Кількість хрому % мас. у покритті з вмістом вуглецю 0,9% мас.	0	6	9	15
Кількість кисню % мас. у покритті	5.0	4,2	4.2	3.0

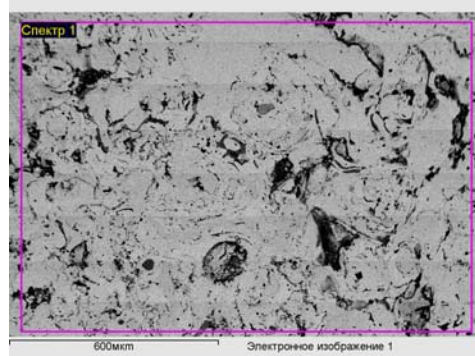
 <p>600µm Электронное изображение 1</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Елемент</th> <th>Ваговий %</th> <th>Атомний %</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>О К</td> <td>4.18</td> <td>13.15</td> </tr> <tr> <td>Cr К</td> <td>5.83</td> <td>5.64</td> </tr> <tr> <td>Mn К</td> <td>3.94</td> <td>3.61</td> </tr> <tr> <td>Fe К</td> <td>86.05</td> <td>77.60</td> </tr> <tr> <td>Всього</td> <td>100.00</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Елемент	Ваговий %	Атомний %	О К	4.18	13.15	Cr К	5.83	5.64	Mn К	3.94	3.61	Fe К	86.05	77.60	Всього	100.00	
Елемент	Ваговий %	Атомний %																	
О К	4.18	13.15																	
Cr К	5.83	5.64																	
Mn К	3.94	3.61																	
Fe К	86.05	77.60																	
Всього	100.00																		
 <p>200µm Электронное изображение 1</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Елемент</th> <th>Ваговий %</th> <th>Атомний %</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>О К</td> <td>2.29</td> <td>7.23</td> </tr> <tr> <td>Al К</td> <td>0.93</td> <td>1.76</td> </tr> <tr> <td>Cr L</td> <td>9.13</td> <td>8.86</td> </tr> <tr> <td>Fe L</td> <td>87.65</td> <td>83.14</td> </tr> <tr> <td>Всього</td> <td>100.00</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Елемент	Ваговий %	Атомний %	О К	2.29	7.23	Al К	0.93	1.76	Cr L	9.13	8.86	Fe L	87.65	83.14	Всього	100.00	
Елемент	Ваговий %	Атомний %																	
О К	2.29	7.23																	
Al К	0.93	1.76																	
Cr L	9.13	8.86																	
Fe L	87.65	83.14																	
Всього	100.00																		
 <p>1mm Электронное изображение 1</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Елемент</th> <th>Ваговий %</th> <th>Атомний %</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>О К</td> <td>3.34</td> <td>10.57</td> </tr> <tr> <td>Al К</td> <td>0.94</td> <td>1.76</td> </tr> <tr> <td>Cr L</td> <td>15.11</td> <td>14.69</td> </tr> <tr> <td>Fe L</td> <td>80.61</td> <td>72.98</td> </tr> <tr> <td>Всього</td> <td>100.00</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Елемент	Ваговий %	Атомний %	О К	3.34	10.57	Al К	0.94	1.76	Cr L	15.11	14.69	Fe L	80.61	72.98	Всього	100.00	
Елемент	Ваговий %	Атомний %																	
О К	3.34	10.57																	
Al К	0.94	1.76																	
Cr L	15.11	14.69																	
Fe L	80.61	72.98																	
Всього	100.00																		

Таблиця 2 - Вплив вмісту алюмінію у покритті на вміст кисню у покритті

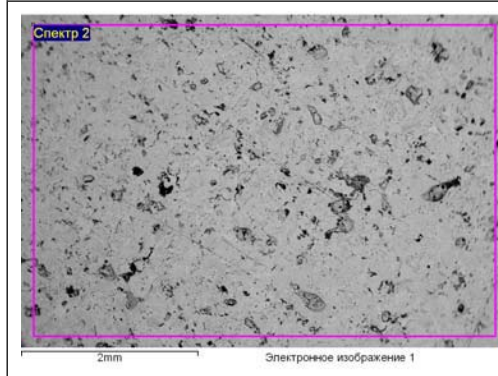
Кількість алюмінію у покритті з вмістом вуглецю у покритті 0,9 % мас. та хрому 6 % мас.	0	5	6.5	11
Кількість кисню % мас. у покритті	4.2	3	2.1	2.7



Елемент	Ваговий %	Атомний %
О К	3.04	9.28
Al К	5.05	9.14
Cr К	6.20	5.83
Fe К	85.72	83.15
Всього	100.00	

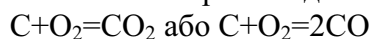


Елемент	Ваговий %	Атомний %
О К	2.08	6.43
Al К	6.42	11.76
Si К	0.54	0.96
Cr К	5.93	5.64
Fe К	85.02	75.22
Всього	100.00	



Елемент	Ваговий %	Атомний %
О К	2.70	6.98
Al К	11.66	17.87
Si К	0.67	0.98
Cr К	4.94	3.92
Fe К	80.03	70.25
Всього	100.00	

При польоті краплини від дуги до напилюваної деталі вуглець, який знаходиться в краплині, і горить та утворює з киснем повітря оксиди за реакцією



Вуглекислий газ утворює навколо краплини захисну атмосферу, яка захищає розплавлену краплину від окиснення. В свою чергу, чадний газ CO може відновлювати оксиди заліза до чистого заліза. Однак, при цьому інтенсивно вигоряє вуглець із покриття і його вміст залежить від тиску диспергуючого струменю повітря. Із збільшенням тиску повітря інтенсивність вигорання вуглецю із краплин посилюється. Так, якщо у складі порошкового дроту знаходиться вуглець то в покритті його вміст суттєво зменшується та залежить від тиску повітряного струменю. Збільшення вмісту вуглецю в порошковому дроті від 0,08% мас. до 2% мас. зменшує вміст оксидної фази від 10 % мас до 5% мас. Як показує фазовий аналіз, у напилених покриттях з

порошкових дротів переважно утворюються оксиди заліза Fe_2O_3 (вюститу) легованого легувальними елементами, що знаходяться у шихті порошкового дроту. Тому вміст кисню у покритті, який визначається спектральним аналізом, визначає і вміст оксидів у покритті. Твердість оксидів заліза є достатньо високою 700-800 HV, а легованих хромом та алюмінієм ще вище. Наявність твердих оксидів заліза значно зменшує стійкість лезового інструменту при точінні деталей з ЕДП. Так наявність 10% оксидів у покритті зменшує стійкість лезового інструменту на порядок (рис.2). Додаток хрому до 15% мас. у склад порошкового дроту додатково зменшує вміст кисню у напиленому покритті табл. 1 з 5% мас. до 3% мас.

Однак, збільшення вмісту вуглецю у покритті підвищує його твердість. Так, збільшення вмісту вуглецю від 0,08 % мас. до 1,3 % мас. підвищує твердість покриття із 150 HV до HV 800. Покриття із підвищеним вмістом вуглецю також важко обробляються лезовим інструментом.

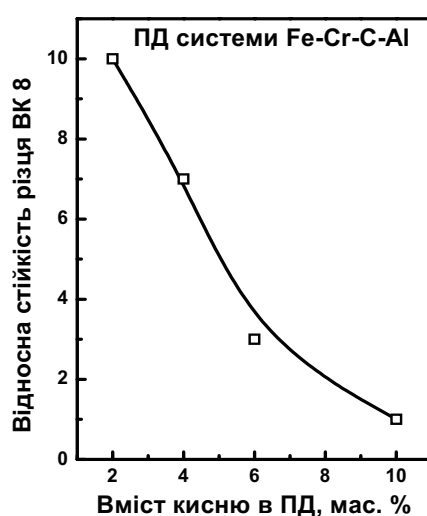
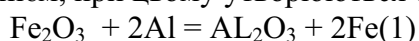


Рисунок 2 - Вплив вмісту кисню у покритті на стійкість лезового інструменту при точінні покриттів

Додаток алюмінію у шихту порошкового дроту також зменшує вміст кисню а значить і кількість оксидної фази за рахунок підвищення жаростійкості розплавлених краплин. Так, додаток алюмінію до 6,5 % мас. зменшує вміст кисню у покритті від 4,2% мас. до 2,1% мас. Дальше збільшення вмісту алюмінію у склад порошкового дроту вже не зменшує вмісту кисню у покритті. Додаток алюмінію у шихту порошкового дроту не тільки зменшує вміст кисню у покритті, а також міняє фазовий склад оксидної фази. При наявності алюмінію у шихті ПД у покритті появляються також оксиди алюмінію. Їхня поява у покритті зумовлена наявністю у шихті порошкового дроту внутрішнього повітря а отже і кисню, що знаходиться у порожнинах між частинками шихти. При напиленні покриттів із порошкового дроту внутрішній кисень інтенсивно вступає в реакцію з тими шихтовими матеріалами в яких є мало легувальних елементів або із внутрішньою поверхнею сталльної трубки порошкового дроту та утворює оксиди заліза здебільшого вюститу. При наявності у шихті порошкового дроту алюмінію вже при температурі вище 7000°C проходить алюмотермічна реакція відновлення оксиду заліза алюмінієм, при цьому утворюються оксид алюмінію (1).



При збільшенні вмісту алюмінію у шихті порошкового дроту, зменшенні розмірів шихтових матеріалів та збільшенні степені обтиску при формуванні порошкового дроту (протягуванні через філери) вміст внутрішнього кисню у шихті

порошкового дроту зменшується, і, як наслідок, зменшується вміст оксидів алюмінію у покритті.

При напиленні покриттів з порошкових дротів, які мають підвищений вміст вуглецю, одержуються покриття з матричною фазою мартенситу з високою твердістю, що затрудняє або унеможливорює лезову обробку покриттів. Додаток алюмінію у склад шихти порошкового дроту (як елемент що стабілізує ферит) зменшує вміст мартенситу та збільшує вміст легованого алюмінієм фериту твердість якого не перевищує 300 HV (рис. 3). Таким чином, додаток алюмінію у шихту порошкового дроту не тільки зменшує вміст оксидної фази у покритті, а також зменшує кількість мартенситу та збільшує вміст фериту у покритті. Таким чином, змінюючи вміст алюмінію у шихті порошкового дроту можна ефективно регулювати твердість покриттів та вміст оксидної фази у покритті. Як наслідок, при збільшенні вмісту алюмінію у складі покриттів покращуються умови для проведення лезової обробки покриттів, при цьому зростає стійкість лезового інструменту із твердого сплаву ВК8 до п'яти раз (рис. 4).

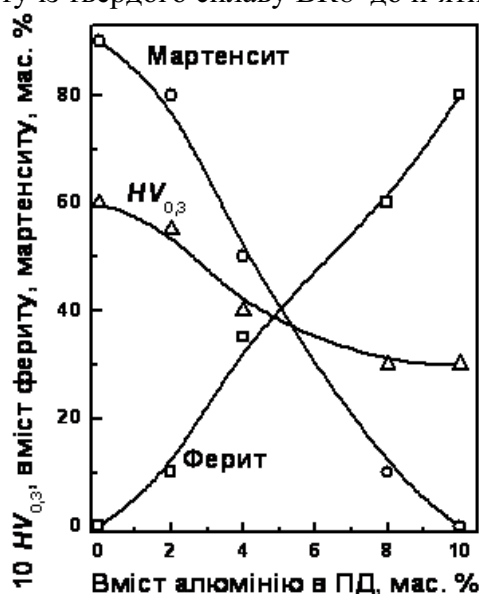


Рисунок 3 - Вплив вмісту алюмінію у порошковому дроті на фазовий склад та твердість покриттів із порошкового дроту із вмістом вуглецю 0.8% мас. та хрому 6 % мас.

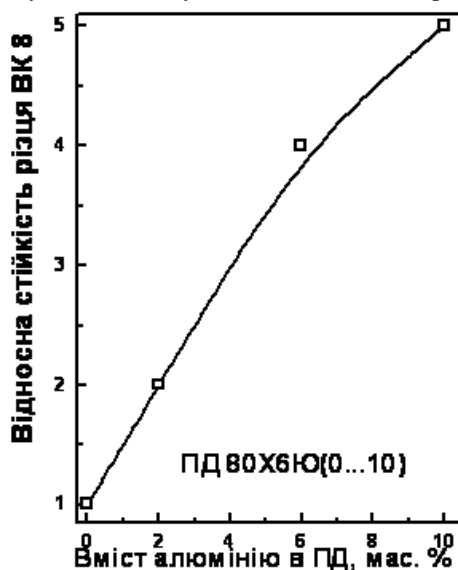


Рисунок 4 - Вплив алюмінію на відносну стійкість різця із твердого сплаву ВК8 при точінні на токарному верстаті покриттів із порошкового дроту 0.8% мас. та хрому 6 % мас.

Для визначення фазового складу ЕДП застосовували методику визначення складу зварювального шва згідно діаграми Шефлера (рис.5).

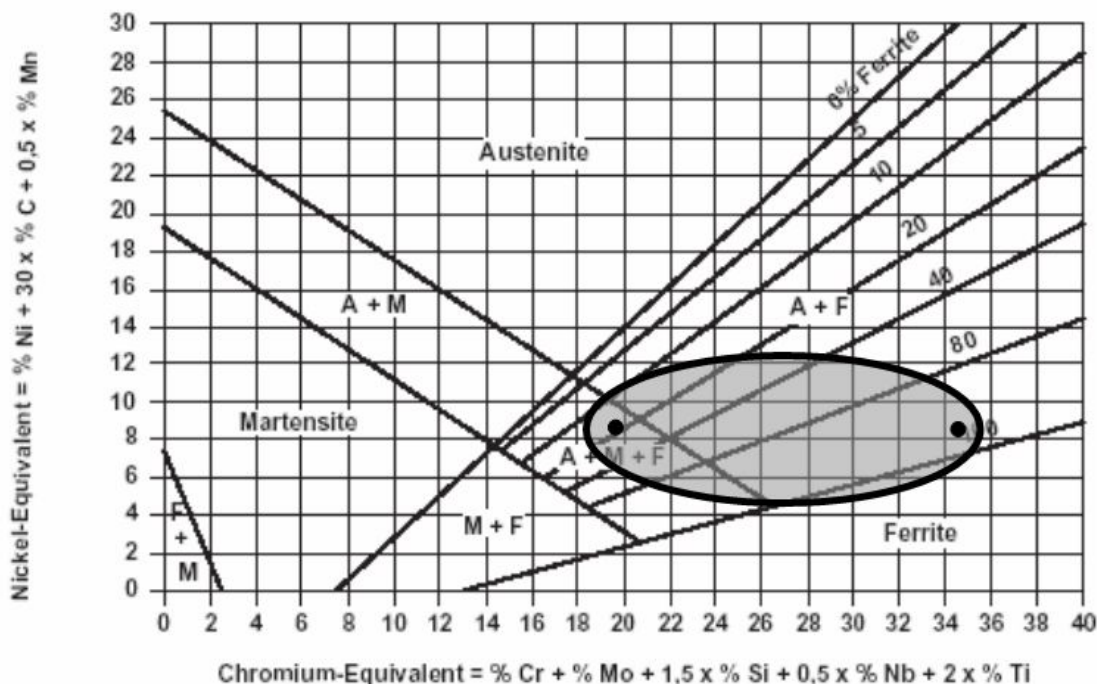


Рисунок 5 - Визначення фазового складу ЕДП в залежності від вмісту шихти ПД по діаграмі Шефлера

Один з найпоширеніших у вітчизняній інженерній практиці варіант розрахунку еквівалентів хрому та нікелю має вигляд:

$$Ni_{екв} = Ni + 30C + 30N + 0,5Mn + 10B,$$

$$Cr_{екв} = Cr + 2Mo + 1,5Si + 5Ti + 2Nb + 2Al + 1,5W + V.$$

Для визначення фазового складу металу шва необхідно за відомим хімічним складом розрахувати $Cr_{екв}$ та $Ni_{екв}$ і з відповідних точок на ординатних осях провести перпендикулярні прямі. Точка перетину перпендикулярів вкаже на фазовий склад ЕДП.

ЕДП має мартенситну матричну структуру з невеликою кількістю залишкового аустеніту та 20% фериту згідно діаграми Шефлера. Так як вуглецю в порошковому дроті є 0,4%, а при напиленні він інтенсивно вигоряє, то в покритті залишається не більше 0,3% - 0,25%. Тобто мартенсит мало вуглецевий, твердість якого на перевищує 350 МПа. Покриття з ПД, який містить велику кількість алюмінію, мають практично чисто феритну матричну структуру, так як алюміній є елементом який стабілізує ферит. Ферит який легований хромом та алюмінієм має підвищену твердість, однак вона не перевищує величини 300-350 МПа. Тобто в області обмеженій еліпсом на структурній діаграмі Шефлера всі покриття будуть мати інтегральну твердість не вище 350 МПа і будуть легко оброблятися лезовим інструментом.

Висновки.

1. Встановлено що вміст вуглецю в ПД від 0,08% мас. до 2% мас. зменшує вміст оксидної фази в ЕДП від 10 % мас. до 5% мас., додаток хрому до 15% мас. зменшує вміст кисню з 5% мас. до 3% мас., додаток алюмінію до 6,5 % мас. зменшує вміст кисню у покритті від 4,2% мас. до 2,1% мас.

2. Наявність 10% оксидів у покритті зменшує стійкість лезового інструменту на порядок. Додаток алюмінію зменшує кількість мартенситу та збільшує вміст фериту у покритті, і, таким чином, ефективно регулює твердість ЕДП та вміст оксидної фази, підвищуючи стійкість лезового інструменту із твердого сплаву ВК8 до п'яти разів.

3. Застосування діаграми Шефлера дозволяє ефективно спрогнозувати придатність до обробки ЕДП.

Список літератури

1. Хасуи А. Наплавка и напыление/ А.Хасуи , О. Мorigаки - М.: Машиностроение, 1985. 240 с.
2. Кречмер З. Напыление металлов, керамики и пластмасс/З.Кречмер.-М.: Машиностроение.1966. - 432 с.
3. Похмурський В.І. Електродугові відновні та захисні покриття /В.І. Похмурський , М.М. Студент , В.М. Довгунік, Г.В. Похмурська, І.Й. Сидорак. – Львів: Фізико-механічний інститут ім Г.В.Карпенка НАН України. – 2005. – 190 с.
4. Мажейка О.Й. Розробка та виготовлення порошкових дротів для нанесення внутрішніх електродугових покриттів, придатних до обробки лезовим інструментом / О.Й.Мажейка, С.І.Маркович, Ю.В.Рябоволик // Збірник наукових праць кіровоградського національного технічного університету /Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація/ - Вип. 20 - Кіровоград: КНТУ, 2008. – С.262-266.

М. Черновол, А. Мажейка, С. Маркович

Исследование влияния содержания легирующих элементов в шихте порошковой проволоки на пригодность к обработке электродуговых покрытий

В статье приведены методика и результаты исследования влияния С, Cr и Al в шихте порошковой проволоки на фазовый состав и пригодность к механической обработке лезвийным инструментом электродуговых покрытий. Дана методика определения пригодности к обработке по составу проволоки согласно диаграммы Шефлера.

M. Chernovol, O. Mazheyka, S. Markovich

Research of influence of maintenance of alloying elements in the charge of powder-like wire on a fitness to treatment of coverages

In the article a method and results of research of influence is resulted C, Cr and Al in the charge of powder-like wire on composition and fitness to tooling of coverages. The method of determination of fitness is given to treatment on composition of powder-like wire.

Одержано 18.10.11

УДК 658.51:631

О.В. Сидорчук, докт. техн. наук, проф., чл.-кор. НААНУ
ННЦ "ІМЕСГ"

А.М. Тригуба, канд. техн. наук, доцент, Л.Л. Сидорчук, канд. техн. наук
Львівський національний аграрний університет

О.В. Макарчук, здобувач
Житомирський національний агроекологічний університет

Класифікація проектів і взаємозв'язків між ними у програмах збирання ранніх зернових культур

Означено проблему збирання ранніх зернових культур в Україні та обґрунтовано потребу удосконалення управління відповідними програмами. Здійснено класифікацію проектів і взаємозв'язків між ними у програмах збирання ранніх зернових культур
управління, класифікація, проекти, збирання, зернові культури

Проблема. Сьогодні в Україні існує проблема ефективного збирання ранніх зернових культур [1]. Вона характеризується значною флуктуацією обсягів посівів цих культур окремими підприємствами, низьким рівнем їх технічного забезпечення та, здебільшого, незадовільним фінансово-економічним станом. Окрім того, проблема усугубляється відсутністю ефективних методів та моделей управління проектами та програмами збирання сільськогосподарських культур. Їх розроблення слід розпочинати з класифікації проектів та взаємозв'язків між ними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження проблем управління проектами збирання ранніх сільськогосподарських культур приділяється достатньо багато уваги [2, 3]. Виконані дослідження стосуються як виробничих проектів, які безпосередньо стосуються збирання ранніх зернових культур, так і сервісних, які забезпечують реалізацію виробничих проектів. Однак, що стосується взаємозв'язків між виробничими і сервісними проектами у програмах збирання ранніх сільськогосподарських культур, то з цього питання публікації відсутні [1].

Мета дослідження – ідентифікувати та класифікувати проекти і взаємозв'язки між ними у програмах збирання ранніх зернових культур.

Результати досліджень. Для ефективного збирання ранніх зернових культур реалізуються відповідні програми підприємствами, які їх вирощують. У ці програми входить ряд взаємопов'язаних один з одним проектів. Управління проектами, які входять до програм збирання зернових культур, здійснюється сумісно та одночасно для забезпечення координації, отримання синергетичного ефекту та підвищення ступеня їх керованості, що неможливо отримати під час управління ними окремо [4]. Структура програм збирання зернових культур залежить від кількості залучених учасників для її реалізації, організаційних форм виконання робіт та надання послуг, кількості вирощуваних зернових культур та полів, на яких вони вирощуються, технологій виконання робіт та надання послуг, а також інших складових проектного середовища, в якому реалізуються ці програми.

Укрупнену структурну схему проектів, які входять до програм збирання зернових культур, показано на рис. 1. Проекти, які реалізуються у програмі збирання

зернових культур, поділяються на дві групи – виробничі та сервісні, а їх управління здійснюється із центру управління відповідною програмою. Між ними існують взаємозв'язки. Отже, наявність декількох різновидів проектів у програмах збирання ранніх зернових культур та різного роду взаємозв'язків між ними є підставою для виконання їх класифікації. Всі проекти, які входять до програми збирання зернових культур можна класифікувати за сімома ознаками (рис. 2).

До виробничих проектів належать ті, призначенням яких є збирання врожаю зернових культур з мінімальними витратами ресурсів у встановлені терміни та отриманням заданої якості зерна. Сервісні проекти призначені для надання послуг різного роду, які забезпечують досягнення цілі виробничими проектами. Окрім того, складовими цілей цих проектів, так само як і виробничих, є реалізація їх з мінімальними витратами ресурсів, послуги повинні бути надані вчасно та встановленої якості.

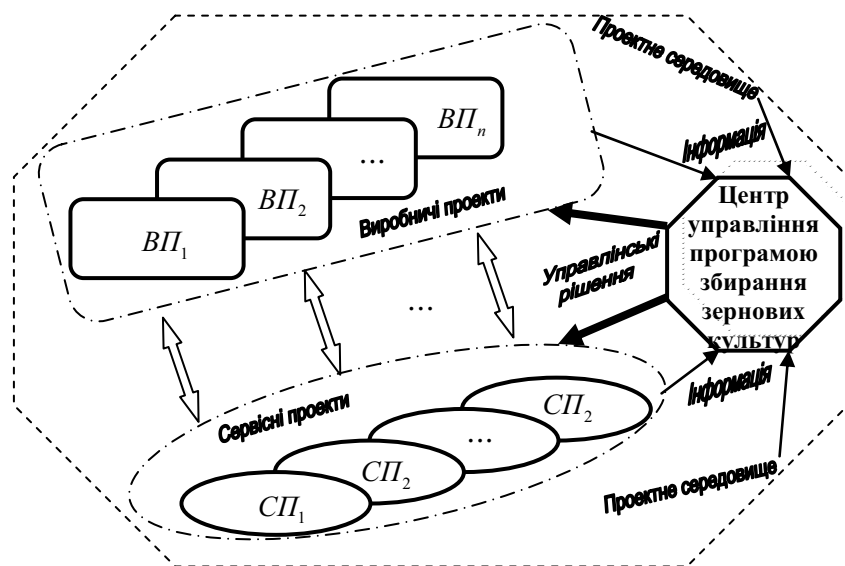


Рисунок 1 – Укрупнена структурна схема програми збирання зернових культур

За масштабом всі проекти, які входять до програм збирання ранніх зернових культур, можна розділити на об'єктові (ті, які реалізуються в межах окремих підприємств), місцеві (ті, які реалізуються в межах окремих адміністративних районів), регіональні (ті, які реалізуються в межах окремих адміністративних областей) та державні (ті, які реалізуються на території держави).

Стосовно фінансування окремих проектів програм збирання ранніх зернових культур, то їх можна розділити на проекти які реалізуються: за власні кошти підприємств, що вирощують зернові культури; за державні кошти; за кошти сторонніх осіб. Окрім того, проекти програм збирання ранніх зернових культур можуть фінансуватися за змішаною схемою із перерахованих варіантів.

Відносно тривалості реалізації (періоду реалізації проекту) проекти програм збирання ранніх зернових культур можуть бути короткострокові (до 1 року), середньострокові (від 1 до 5 років) та довгострокові (понад 5 років). За видом отриманого продукту проекти програм збирання ранніх зернових культур можна поділити на такі, які дають змогу отримати: зібраний урожай тих чи інших зернових культур; надану послугу (технічну, технологічну, побутову). Стосовно організації використання ресурсів проекти програм збирання ранніх зернових культур можна розділити на: централізовані, децентралізовані та змішані.

За кількістю учасників, які беруть участь у реалізації проектів програм збирання ранніх зернових культур, можна розділити на такі, які виконуються одним або декількома учасниками.

Проекти, які входять до програми збирання зернових культур, мають зв'язки, які можна класифікувати за дванадцятьма класифікаційними ознаками (рис. 3).



Рисунок 2 – Класифікація проектів, які входять до програм збирання ранніх зернових культур

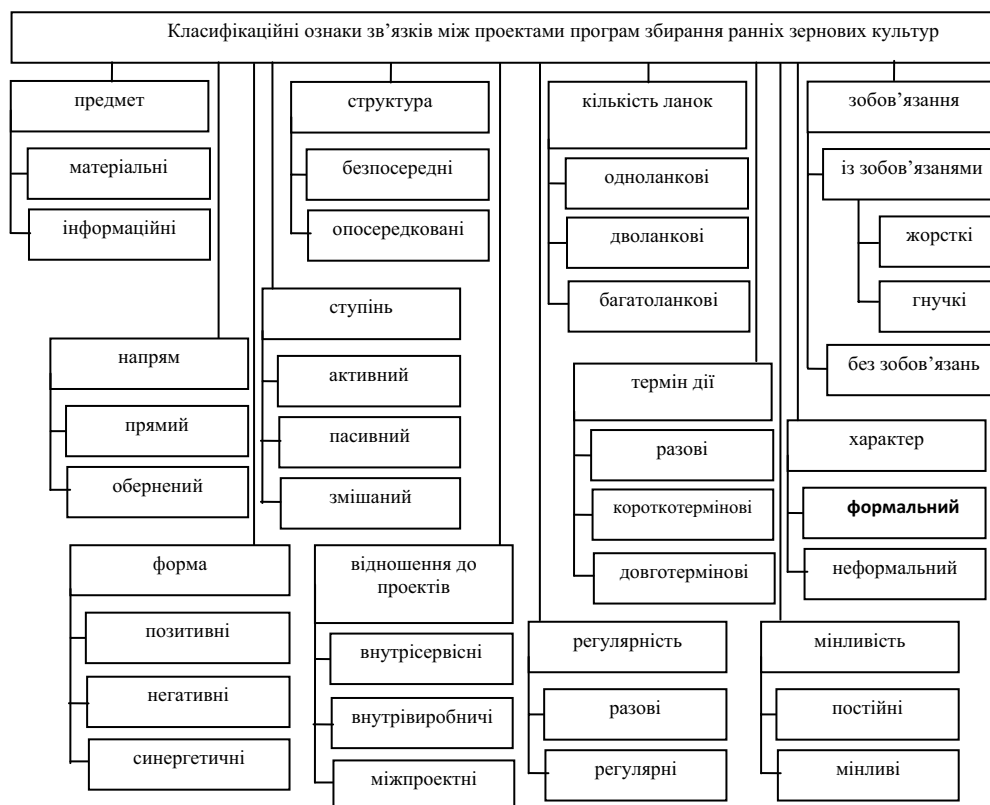


Рисунок 3 – Класифікація зв'язків між проектами, які входять до програм збирання ранніх зернових культур

За предметом зв'язку, вони поділяються на матеріальні та інформаційні. Матеріальні зв'язки у свою чергу поділяються на речові та енергетичні. Речові зв'язки стосуються матеріалів, сировини, засобів виробництва, товарів, послуг, грошей та ін. Енергетичні зв'язки включають у себе потоки енергії та енергетичних ресурсів між учасниками проектів. Відносно інформаційних зв'язків, то вони поділяються на зв'язки стосовно даних про складові проектного середовища та зв'язки стосовно управлінських рішень.

Відносно структури зв'язків між проектами програм збирання ранніх зернових культур, то вони поділяються на безпосередні та опосередковані. Під безпосередніми розуміють такі зв'язки, при яких встановлюються безпосередні відносини між двома учасниками виробничих та сервісних проектів, один з яких безпосередньо впливає на інший. Опосередковані зв'язки виникають у результаті виникнення декілька послідовних безпосередніх зв'язків. Якщо одна складова проекту безпосередньо пов'язана із іншою, а ця складова аналогічно пов'язана ще з іншою, то між першою та третьою складовими проекту існує опосередкований зв'язок. Особливістю опосередкованих зв'язків є те, що між кінцевими складовими (учасниками) проекту існують один або декілька проміжних. Безпосередні зв'язки є найбільш ефективними порівняно із опосередкованими, так як дають змогу учасникам проектів повніше та оперативніше враховувати зміни стану проектного середовища, посилювати взаємну вимогливість і контроль за ходом виконання взятих зобов'язань.

За кількістю ланок, які формують окремі зв'язки, вони поділяються на одно, дво та багато ланкові. Збільшення кількості ланок знижує ефективність впливу сервісних проектів на виробничі проекти та навпаки. Тому такі зв'язки слід формувати якомога меншою кількістю ланок.

За зобов'язаннями, які притаманні зв'язкам у проектах програм збирання ранніх зернових культур, вони поділяються на зв'язки із зобов'язаннями та зв'язки без зобов'язань. Тобто, за умови наявності зв'язку із зобов'язаннями, учасники (складові) проектів зобов'язані підтримувати зв'язки відповідно до попередньо укладених між ними угод. У свою чергу зв'язки із зобов'язаннями поділяються на жорсткі та гнучкі. Жорсткі зв'язки є обов'язковими до підтримання у повному обсязі, передбаченому угодами між учасниками проектів, а гнучкі можуть бути частково упущеними.

Відносно напряму зв'язки у проектах програм збирання ранніх зернових культур вони поділяються на прямі та зворотні. Прямим називається такий зв'язок, за якого одна складова проекту діє на іншу без відповідної реакції. Прикладом такого зв'язку може бути дія агрометеорологічних умов регіону на технологічні особливості збирання ранніх зернових культур. За зворотного зв'язку одна складова проектного середовища відповідає на дію іншої. Наприклад, якщо настала технічна відмова зернозбирального комбайна, його вилучають із підприємства, де виконувалися зернозбиральні роботи і усувають цю відмову у підприємстві технічного сервісу. Після виконання ремонтних робіт у підприємстві технічного сервісу повертають відремонтований зернозбиральний комбайн у підприємство, з якого його вилучили.

За ступенем взаємодії всі зв'язки у проектах програм збирання ранніх зернових культур поділяються на активні, пасивні та змішані. Якщо зміна окремого зв'язку між проектами цих програм є причиною для зміни інших зв'язків між ними, то такий зв'язок називається – активним, а за умови відсутності цієї зміни – пасивним. Окрім того, поєднання активних і пасивних зв'язків формує змішаний зв'язок.

Відносно терміну дії усі зв'язки у проектах програм збирання ранніх зернових культур можна розділити на довготермінові (термін дії яких, як правило, рік і більше), короткотермінові та разові. Довготермінові зв'язки мають перевагу над короткотерміновими та разовими, так як їх присутність дає можливість учасникам

проектів краще вивчати один одного, ефективніше узгоджувати терміни постачань ресурсів та виконання робіт.

За характером зв'язків у програмах збирання зернових культур вони поділяються на формальні та неформальні. Формальні зв'язки передбачають оформлення угод із зазначеними вимогами до них. Неформальні зв'язки відбуваються без угод переважно у словесній формі.

За формою взаємодії зв'язки поділяються на позитивні, негативні та синергетичні. Наявність позитивних зв'язків дає можливість за умови зростання отриманого прибутку одним учасником проекту збільшити прибуток іншого, а негативний зв'язок навпаки, за умови зростання отриманого прибутку одним учасником проекту, зменшити прибуток іншого. Відносно синергетичного зв'язку, то за його наявності збільшується загальний ефект від одночасної взаємодії декількох учасників проекту, чого неможна досягти для кожного із них окремо.

За відношенням до проектів, зв'язки у програмах збирання ранніх зернових культур можна розділити на внутрісервісні, внутрівиробничі та міжпроектні. Внутрісервісні зв'язки існують між складовими сервісних проектів, внутрівиробничі зв'язки існують між складовими виробничих проектів, а міжпроектні зв'язки існують між виробничими та сервісними проектами.

Відносно регулярності усі зв'язки у програмах збирання ранніх зернових культур можна розділити на разові та регулярні. Разові зв'язки виникають у випадку виконання одноразової роботи чи надання разової послуги одним із учасників реалізації цих програм. За умови багаторазової повторності виконання робіт чи надання послуг одним із учасників реалізації цих програм виникають регулярні їх зв'язки із іншими учасниками цих програм.

За мінливістю усі зв'язки у програмах збирання ранніх зернових культур можна розділити на постійні та мінливі. Постійні характеризуються сталою потребою у зв'язку певного виду впродовж життєвого циклу реалізації цієї програми, а мінливі характеризуються тим, що вони можуть бути за певних умов, а можуть і не бути. Прикладом мінливого зв'язку є потреба взаємодії підприємств, які збирають ранні зернові культури власними зернозбиральними комбайнами і підприємств, які виконують роботи щодо технічного обслуговування та ремонту зернозбиральних комбайнів. Зв'язок між ними є мінливим, і він настає у тому випадку, коли зернозбиральні комбайни потребують ремонтно-обслуговуючих втручань.

Отже, виконана класифікація проектів, які входять до програм збирання ранніх зернових культур, та зв'язків між ними є основою для означення напрямів їх дослідження та окреслення задач, розв'язання яких забезпечить системну ефективність управління цими проектами та програмами.

Висновки.

1. Для підвищення ефективності збирання ранніх зернових культур в Україні реалізуються інтегровані проекти, управління якими здійснюється сумісно та одночасно для забезпечення їх координації, отримання синергетичного ефекту та підвищення ступеня керованості, що неможливо отримати під час управління ними окремо. 2. Всі проекти, які входять до складу програм збирання ранніх зернових культур, поділяються на три групи за сімома класифікаційними ознаками. 3. Між проектами програм збирання ранніх зернових культур існують взаємозв'язки, які можна класифікувати за дванадцятьма класифікаційними ознаками. 4. Виконана класифікація проектів, які входять до програм збирання ранніх зернових культур, та зв'язків між ними є основою для означення напрямів їх дослідження та окреслення задач, розв'язання яких забезпечить системну ефективність управління цими проектами та програмами.

Список літератури

1. Множина задач узгодження робіт у проектах збирання ранніх зернових культур / Сидорчук О. В., Комарницький С.П., Сидорчук Л.Л., Днесь В.І. // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2011. – № 1/5 (49). – С. 22-25.
2. Особливості ситуаційного управління змістом та часом виконання робіт у інтегрованих проектах аграрного виробництва / Сидорчук О. В., Тригуба А. М., Панюра Я. Й., Шолудько П. В. // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2010. – № 1/2 (43). – С. 46-48.
3. Системно-подієвий підхід до управління роботами у проектах збирання ранніх культур / Сидорчук О., Тригуба А., Сидорчук Л., Панюра Я., Березовецький С., Днесь В., Комарницький С. // Вісник Львів. НАУ: Агроінженерні дослідження. - №13., Т.2 – Львів: Львів НАУ, 2009. – С.27-43.
4. Уильямс Д., Парр Т. Управление программами на предприятии. Создание реальной ценности с помощью программ и проектов проведения преобразований / Д. Уильямс, Т. Парр. – Днепропетровск: Баланс Бизнес Букс, 2005. – 320с.

А. Сидорчук, А. Тригуба, Л. Сидорчук, А.Макарчук

Классификация проектов и взаимосвязей между ними в программе сбора ранних зерновых культур

Обозначено проблему уборки ранних зерновых культур в Украине и обосновано необходимость совершенствования управления соответствующими программами. Осуществлена классификация проектов и взаимосвязей между ними в программах сбора ранних зерновых культур.

O. Sydorчук, A. Tryguba, L. Sydorчук, O. Makarchuk

Classification of projects and vzaymosvyazey between them in the program collection of early grain crops

Is defined the problem of harvesting of early grain crops in Ukraine and justified the need to improve management of the respective applications. Done classification of projects and relationships between them in the programs of harvesting of early crops.

Одержано 28.09.11

УДК 539.432:620

І.В. Головач, д-р техн. наук, О.М.Черниш, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Сучасні тенденції розвитку машин і обладнання сільськогосподарського призначення

Розглянуті перспективи розвитку сільськогосподарських машин і механічного обладнання у світлі використання сучасних технологій.

людина-оператор, роботизація, мехатроніка, екзоскелет

Стратегічним завданням будь-якої технічно розвиненої країни є створення конкурентоздатного агропромислового виробництва, що може забезпечити її продовольчу безпеку та інтеграцію у світове сільськогосподарське виробництво. Таке виробництво має ґрунтуватись на високоінтенсивних екологічно чистих та енергозберігаючих технологіях.

Розвиток технічної і наукової бази і використання на її основі передових технологій створюють необхідні умови для успішного здійснення таких завдань. Так, завдяки розвитку механіки, електроніки, біотехнологій вже сьогодні створені механічно і електрично взаємозв'язані технологічні лінії, автоматизовані комплекси, сучасні об'єктоорієнтовані сільськогосподарські машини.

Поєднання механізації і автоматизації у комплексі із застосуванням електротехнічних і електронних засобів вимагає подальшого розвитку відповідних методів обробки і аналізу вхідних параметрів та керування виробничим процесом. Поряд з цим інтенсивне використання засобів і методів автоматизації, інформатизації машин, агрегатів і потокових ліній вже сьогодні обмежується фізіологічними можливостями людини-оператора. Складність сучасних технологічних процесів управління може значно перевищувати людські можливості своєчасної їх оцінки та оптимізації.

Тому надалі для сільськогосподарської техніки доцільно використовувати у виробничих процесах високоточні роботизовані технології з мінімальною участю людини або взагалі без її безпосередньої участі.

У зв'язку з цим виникла нова (порівняно з механізацією і малою автоматизацією технологічних процесів) сфера виробничої діяльності – роботизація технологічних процесів. Роботизація на сьогоднішній день є однією з основних пріоритетних напрямків розвитку науково-технічної політики на основі досягнень механіки, біомеханіки, теорії управління, кібернетики і електроніки.

Застосування робототехніки зробило можливим виконання таких робіт і отримання таких результатів, які раніше були абсолютно нездійснені. Звичайно, поява робототехніки і гнучких виробничих систем не відмінняє використання в окремих випадках механічних приладів старого типу, застосування малої механізації і автоматизації. Вони можуть удосконалюватися і застосовуватися там, де це необхідно і доцільно. Проте майбутнє стоїть за робототехнікою.

На сьогоднішній день робототехніка інтенсивно розвивається і являє собою науково-технічну дисципліну, що містить в собі не лише теорію, методи розрахунків і конструювання роботів та їх систем і елементів, але і проблеми комплексної автоматизації виробництва і наукових досліджень роботизації.

Вже найближчим часом очікується інтенсифікація впровадження робототехніки в усі галузі народного господарства. На сьогодні сформульовані наступні загальні принципи технічної політики при роботизації промислового виробництва: 1) принцип досягнення кінцевих результатів – означає, що засоби роботизації повинні не просто імітувати або замінити людину, а виконувати виробничі функції швидше, надійніше і краще за людину; 2) принцип комплексності підходу – диктує необхідність розгляду і зв'язування в єдиному комплексі усіх найважливіших компонентів виробничого процесу: об'єктів виробництва (виробів), технології, основного і допоміжного устаткування, системи управління і обслуговування; 3) принцип необхідності – визначає застосування засобів роботизації, нехай найсучасніших і найперспективніших, не там, де їх можна пристосувати, а лише там, де без них не можна обійтися; 4) принцип своєчасності, – що не допускає впровадження і тиражування недостатньо зрілих і відпрацьованих технічних рішень і конструкцій, які можуть тільки дискредитувати ідею роботизації.

Роботи стали реальністю світової економічної системи, і альтернативи їх використанню в промисловому виробництві і наукових дослідженнях немає.

У широкому розумінні робот може бути визначений як технічна система, яка здатна замінити людину або допомагати їй у виконанні різних завдань.

До характерних ознак роботів слід віднести: 1) автономність – здатність самостійно виконувати дії або виробничі операції згідно із програмним алгоритмом або за цілеспрямованими командами і умовами змінного зовнішнього середовища; 2) універсальність – здатність виконувати різноманітні дії або виробничі операції і легко переходити з одного виду дій на інший; 3) автоматичність – здатність виконувати складні і завершені дії або виробничі цикли без безпосереднього втручання людини-оператора; 4) антропоморфізм – наділення робота здібностями, які властиві людині: фізичними (силовими), функціональними (руховими) і інтелектуальними; 5) адаптивність – здатність до цілеспрямованої зміни своєї поведінки під впливом змін зовнішніх умов і до навчання в процесі взаємодії із зовнішнім середовищем (гнучкість).

Виділені в найбільш загальному вигляді ці п'ять ознак досить повно визначають здібності і можливості робота як технічної системи. При цьому три перших є абсолютно невід'ємними ознаками будь-якого робота, а дві подальших – четверта і п'ята – в тій чи іншій мірі можуть бути властиві найбільш досконалим роботам.

Стосовно сільськогосподарських роботів треба відмітити, що вони призначені для автоматизації трудомістких і монотонних процесів, які традиційно вимагають значних витрат праці. Окрім операції доїння, яка на сьогодні є найбільш автоматизованою за останні роки, стає можливим створення спеціальних транспортно-технологічних роботизованих пристроїв, керованих без водіїв, наприклад, для сівби, оранки, внесення добрив, обприскування посівів, обрізання зайвих пагонів тощо.

Співробітники університету Копенгагена вважають, що майбутнє сільськогосподарства належить маленьким роботизованим машинам [4]. Такі машини використовують менше енергії і добрив, щадять ґрунт, з ними немає потреби вивозити урожай в один захід. Роботи-працівники можуть працювати на полі скільки завгодно у будь-який час, щоб знімати тільки стиглі плоди.

Нещодавно компанія Vision Robotics з Каліфорнії (США) вже створила робота-збирача апельсинів [4]. Такий робот, використовуючи стереоскопічні камери ідентифікує стиглі плоди на деревах, а вісім м'яких захоплювачів робота знімають

кожен апельсин. Тривимірна модель дерева, яка створюється роботом в процесі збирання плодів, може використовуватись і пізніше – в наступні дні. Робот-збирач складається з двох модулів: один – з системою спостереження, а інший – із захоплювачів для збору апельсин. Компанія продовжує розробку цього проекту і працює над проблемою збирання яблук. Ця компанія розробляє і інші сільськогосподарські роботи: наприклад, робот для обрізання виноградної лози. У Франції також був розроблений мобільний робот, призначений для автоматичного видалення зайвих пагонів виноградної лози, а японська фірма Toshiba вже випускає робота-садівника, що може саджати молоді дерева і підрізувати гілки. Двома "пальцями" він схоплює рослину, а спеціальні присоски виключають полумку гілок.

Японські вчені вважають, що нове покоління роботів-садівників повністю виключить втручання людини в такі процеси, як підрізування дерев і кущів, збирання плодів полуниці, пересадка і навіть запилення квітів [5].

Актуальною є задача створення роботів, які зможуть доглядати за тваринами, пасти худобу. Наприклад, австралійська вовняна корпорація прийняла довгострокову програму пошуку ефективних засобів стрижки овець і дійшла висновку, що найкращим є застосування роботів. Дослідження за програмою автоматизованої стрижки призвели до розробки в університеті Мельбурну техніки для автоматичного вилову овець, розміщення і утримування їх у люльці, подання в робототехнічну машину для стрижки.

Важливим аспектом вдосконалення роботів як принципово нових технічних пристроїв є ефективне використання наукових досліджень і досягнень у цій області. В результаті останніми роками сформувався новий науково-технічний напрям, який називається мехатронікою. Цей напрям швидко розвивається і органічно поєднує в собі наукові ідеї та принципи механіки, електроніки та інформатики.

Виникнення і розвиток цієї наукової дисципліни обумовлено все більш зростаючим застосуванням в машинах і механізмах різних мініатюрних електронних пристроїв, інтегральних мікросхем і мікропроцесорів. Оскільки робототехніка базується на використанні для управління передусім ЕОМ, то роботи є типовими мехатронними пристроями, а науково-технічний потенціал мехатроніки має важливе значення для розвитку прикладної робототехніки.

Але метою вивчення мехатроніки не є роботи як конкретні пристрої, а мехатронні системи в нероздільній єдності механічних і електронних вузлів, в яких здійснюється обмін енергії і інформації. Мехатроніка включає комплекс принципів і засобів механіки, електроніки і інформатики в їх взаємодії в машинах і системах. У сферу її інтересів входить також автоматизація планування і управління підприємством, промислова автоматика і робототехніка, автоматизація транспортних і диспетчерських систем.

Тому подальший розвиток і вдосконалення нових технологій і форм організації виробництва безпосередньо залежать від досягнень мехатроніки.

Слід також відмітити, що особливість роботизації сільськогосподарського виробництва пов'язана з особливістю властивостей об'єктів цього виробництва, з непостійними в часі параметрами (грунту, рослин, тварин), з безперервністю процесів виробництва продукції і циклічністю її отримання. У цих умовах робототехнічні системи обов'язково повинні враховувати: зв'язок техніки з біологічними об'єктами; різноманіття і складність виробничих процесів, що обумовлює різноманітність технологічних процесів і техніки; розподіл контрольованих і регульованих параметрів; умови роботи автономних робототехнічних систем на відкритому повітрі або в неопалюваних приміщеннях зі зміною в широких межах температури, вологості, складу агресивних газів, запиленості, інтенсивності сонячної радіації тощо.

У цьому зв'язку важливу роль відіграють дослідження в галузі механіки живого або біомеханіки. Біомеханічні дослідження охоплюють різні рівні організації живої матерії: біологічні макромолекули, клітини, тканини, органи, а також цілі організми. Найчастіше об'єктом дослідження цієї науки є рухи тварин і людини, а також механічні явища в тканинах, органах і системах.

Використання принципів біомеханіки дозволило науковцями з Токійського університету сільського господарства створити екзоскелет для фермера, який призначений для зняття більшої частини навантаження з м'язів свого хазяїна [5]. Шістнадцять сенсорів екзоскелета відстежують м'язові імпульси хазяїна і передають сигнал вісьмом сервомоторам, які допомагають змінити положення тіла. Робот-костюм дозволяє носію нахилитись до низько розташованих грядок і дотягнутись до високих гілок на дереві.

Таким чином, процес розробки і впровадження у сільськогосподарське виробництво промислових роботів та утворення на їх основі гнучких автоматизованих виробничих систем і комплексів відносяться до пріоритетних напрямів науково-технічного прогресу. Такий шлях розвитку сільськогосподарської техніки всебічно сприятиме ефективному використанню досягнень біотехнології, створенню інтегрованих систем інтенсифікації продуктивності в усіх сферах діяльності сільського господарства і переробки його продукції. Це можливо тільки при умові тісної взаємодії передових наукових досліджень в галузях механіки, мехатроніки, робототехніки, розвитку їх теоретичної і наукової бази, а також при цілеспрямованому залученні молодих наукових кадрів та створенні науково-технічних шкіл підготовки фахівців.

Список літератури

1. Бернштейн Н.А. Биомеханика и физиология движений. М.: МОДЭК, МПСИ. – 2004. – 688 с.
2. Теряев Е. Д., Филимонов Н. Б., Петрин К. В. Современный этап развития мехатроники и грядущая конвергенция с нанотехнологиями // Мехатроника, автоматизация, управление: Материалы 5-й науч.-техн. конф. С.-Петербург: ГНЦ РФ ЦНИИ "Электроприбор", 2008. – С. 9 – 20.
3. Минков К. Робототехника - ренессанс теории механизмов и машин // Материалы 3-й Междунар. школы: Применение механики в робототехнике и новых материалах. - Варна: изд-во. Болг. АН, 1988. – С. 42-47.
4. Новые технологи в сельском хозяйстве // <http://www.mehan.inf.ua>
5. Роботы-земледельцы // <http://www.roboting.ru>
6. Эволюция взглядов на предметную область мехатроники // <http://www.mehatronus.ru>

І. Головач, О. Чернуш

Современные тенденции развития машин и оборудования сельскохозяйственного назначения

Рассмотрены перспективы развития сельскохозяйственных машин и механического оборудования в свете использования современных технологий.

I. Holovach, O. Chernush

Modern lines of development of cars and the agricultural purpose equipment

Perspectives of development of agricultural cars and the mechanical equipment in the light of use of the current technologies are considered.

Одержано 05.10.11

УДК 62-752+62-755

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук
 Кіровоградський національний технічний університет

Диференціальні рівняння для дослідження стійкості основних рухів гнучкого двоопорного ротора з пасивними автобалансирами

Отримано в безрозмірному вигляді псевдозгорнуту замкнуту систему диференціальних рівнянь для дослідження стійкості основних рухів гнучкого незрівноваженого ротора на двох податливих опорах з автробалансирами. Розглянуто частинний випадок системи – трьох масова модель ротора.
 гнучкий ротор, автобалансування, дисбаланс, диференціальні рівняння руху, стійкість руху

Вступ. При дослідженні на стійкість деяких високооборотних вузлів в сільськогосподарських машинах (наприклад молотильного барабана в зернозбиральному комбайні) можна використовувати теорію гнучкого ротора. В роботі [1] з використанням підходів, закладених в роботах [2-5], та результатів робіт [6,7] побудована дискретна n -масова модель гнучкого незрівноваженого ротора на двох податливих опорах з n автобалансирами (АБ) і отримана замкнута система диференціальних рівнянь руху системи в нерухомій системі координат.

Метою цієї роботи є одержання диференціальних рівнянь для дослідження стійкості основних рухів системи, приведення отриманих рівнянь до безрозмірного вигляду з подальшим їх псевдо згортанням, та записом в рухомій системі координат, що зручно для подальших досліджень.

1. Опис теоретико-механічної моделі ротора і АБ. Гнучкий ротор на двох податливих опорах з n АБ, призначеними для зрівноваження ротора у n площинах корекції, змодельований таким чином (рис.1). Вал ротора вважається в недеформованому стані абсолютно пружною невагомою прямою лінією. На нього насаджено n абсолютно плоских жорстких дисків D_j масою M_j , $j = \overline{1, n}$, причому центри дисків – точки K_j , $j = \overline{1, n}$ знаходяться на пружній лінії і при недеформованому валу площини дисків перпендикулярні цій лінії. Вал в точках K_p, K_q , ($q > p$) утримується двома в'язко-пружними неізотропними опорами з лінійними характеристиками. Головні напрямки лівої і правої опор – паралельні.

Припускається, що: вал ротора обертається навколо нерухомої осі із сталою кутовою швидкістю ω ; відсутнє кручення вала; диски рухаються плоскопаралельно у відповідних поперечних площинах недеформованого вала.

Рух системи визначається відносно правої системи нерухомих прямокутних осей X, Y, Z : вісь Z спрямована по осі обертання убік вектора кутової швидкості ω , осі X і Y спрямовані паралельно головним напрямкам в'язко-пружних опор, початок координат – точка O розміщена в точці перетину крайнього лівого диска – D_1 з віссю обертання. Коефіцієнти в'язкості та жорсткості в'язко-пружних опор відповідно рівні $h_{xj} = h_{yj} = h_x$ та $c_{xj} = c_{yj} = c_x$, $j = p, q$.

Рух ротора повністю визначається обертанням навколо осі Z і відхиленням центрів дисків від осі обертання. Положення точок K_j задають радіус-вектори $\rho_j = (x_j, y_j, z_j)^T$, $j = \overline{1, n}$.

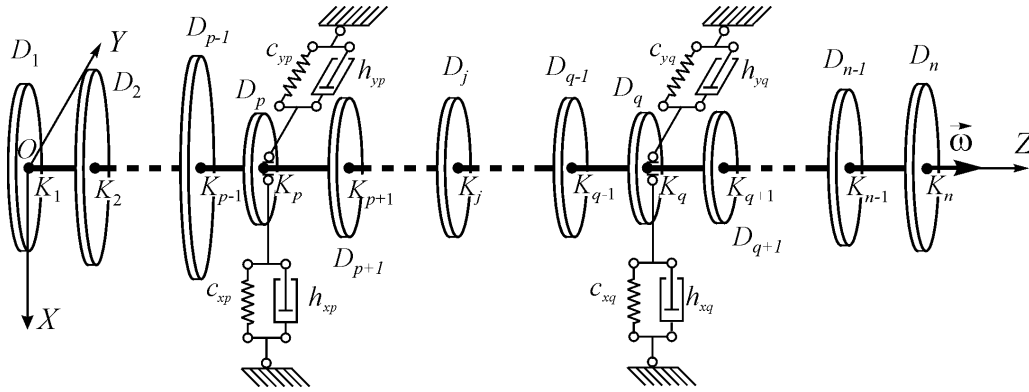


Рисунок 1 – n - масова модель гнучкого ротора на двох в'язко-пружних опорах

Кожний диск D_j має статичний дисбаланс $\mathbf{s}_{j,0}$, $j = \overline{1, n}$ та містить маятниковий або кульовий чи роликовий АБ. В маятниковому АБ на вал насаджені n_j маятників, масою m_j фізичної довжини r_j ; в кульовому чи роликовому АБ міститься n_j куль чи циліндричних роликів масою m_j , які котяться без ковзання по кільцевим доріжкам, при цьому відстань від центра диска до центра кулі чи ролика рівна r_j .

2. Диференціальні рівняння руху системи. В роботі [1] отримано наступну систему рівнянь, яка описує рух ротора

$$\sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} M_{\Sigma_k} \ddot{x}_k + \dot{x}_j h_{xj} + x_j c_{xj} + \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \ddot{s}_{xk} = 0,$$

$$\sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} M_{\Sigma_k} \ddot{y}_k + \dot{y}_j h_{yj} + y_j c_{yj} + \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \ddot{s}_{yk} = 0, \quad / j = p, q /,$$

$$\sum_{k=1}^n \delta_{j,k} M_{\Sigma_k} \ddot{x}_k + x_j - (1 - \tilde{z}_j) x_p - \tilde{z}_j x_q + \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} \ddot{s}_{xk} = 0$$

$$\sum_{k=1}^n \delta_{j,k} M_{\Sigma_k} \ddot{y}_k + y_j - (1 - \tilde{z}_i) y_p - \tilde{z}_i y_q + \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} \ddot{s}_{yk} = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q /,$$

$$k_j (\ddot{s}_{xj} + 2\omega \dot{s}_{xj} - \omega^2 s_{xj}) + \frac{h_j}{m_j} (\dot{s}_{xj} + \omega s_{xj}) = -\frac{m_j n_j}{2} \{ \ddot{x}_j [1 - b_j \cos(2\omega t + \vartheta_j)] - \dot{y}_j b_j \sin(2\omega t + \vartheta_j) \},$$

$$k_j (\ddot{s}_{yj} - 2\omega \dot{s}_{yj} - \omega^2 s_{yj}) + \frac{h_j}{m_j} (\dot{s}_{yj} - \omega s_{yj}) = \frac{m_j n_j}{2} \{ \ddot{x}_j b_j \sin(2\omega t + \vartheta_j) - \dot{y}_j [1 + b_j \cos(2\omega t + \vartheta_j)] \},$$

$$/ j = \overline{1, n} /,$$

де $M_{\Sigma_j} = M_j + \sum_{i=1}^{n_j} m_{j,i}$, $j = \overline{1, n}$ – маса j -го диска з АБ;

$$\tilde{z}_{p,k} = 1 - \tilde{z}_k, \quad \tilde{z}_{q,k} = \tilde{z}_k, \quad / k = \overline{1, n}, k \neq p, q /;$$

$$\tilde{z}_j = \frac{z_j - z_p}{z_q - z_p}, \quad / j = \overline{1, n} /;$$

$\delta_{j,k}$ – коефіцієнти податливості, k_j – кінетичні коефіцієнти, h_j – коефіцієнти моменту сили в'язкого опору (для маятникових АБ) або сили в'язкого опору (для кульових чи роликів АБ);

$$s_{xj} = m_j r_j \sum_{i=0}^{n_j} \cos \varphi_{j,i}, \quad s_{yj} = m_j r_j \sum_{i=0}^{n_j} \sin \varphi_{j,i} \quad - \text{проекції сумарного дисбалансу } j\text{-го}$$

диску з АБ на осі X, Y ;

$$\cos \vartheta_j = \frac{b_{j,1}}{b_j}, \quad \sin \vartheta_j = \frac{b_{j,2}}{b_j}, \quad b_j = \sqrt{b_{j,1}^2 + b_{j,2}^2}, \quad b_{j,1} = \frac{1}{n_j} \sum_{i=1}^n \cos 2\tilde{\psi}_{j,i};$$

$$b_{j,2} = \frac{1}{n_j} \sum_{i=1}^n \sin 2\tilde{\psi}_{j,i}, \quad / j = \overline{1, n} /;$$

$\tilde{\psi}_{j,i}$, $/ i = \overline{1, n_j}, j = \overline{1, n} /$ – сталі значення кутів, що визначають певний основний усталений рух (із сім'ї основних рухів, якщо такі рухи утворюють сім'ю).

3. Псевдо згортання системи диференціальних рівнянь

Проведемо псевдо згортання системи рівнянь (1). Множимо парні рівняння системи на уявну одиницю i та додаємо і віднімаємо їх від відповідних непарних рівнянь:

$$L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} M_{\Sigma_k} (\ddot{x}_k + \ddot{y}_k i) + h_x (\dot{x}_j + \dot{y}_j i) + c_x (x_j + y_j i) + \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} (\ddot{s}_{xk} + \ddot{s}_{yk} i) = 0, \quad / j = p, q /,$$

$$L_j = \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} M_{\Sigma_k} (\ddot{x}_k + \ddot{y}_k i) + x_j + y_j i - (1 - \tilde{z}_j)(x_p + y_p i) - \tilde{z}_j (x_q + y_q i) +$$

$$+ \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} (\ddot{s}_{xk} + \ddot{s}_{yk} i) = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q /,$$

$$L_{n+j} = k_j [\ddot{s}_{xj} + \ddot{s}_{yj} i - 2\omega i (\dot{s}_{xj} + \dot{s}_{yj} i) - \omega^2 (s_{xj} + s_{yj} i)] + \frac{h_j}{m_j} [\dot{s}_{xj} + \dot{s}_{yj} i - \omega i (s_{xj} + s_{yj} i)] =$$

$$= -\frac{m_j n_j}{2} [\ddot{x}_j + \ddot{y}_j i - (\ddot{x}_j - \ddot{y}_j i) b_j \cos(2\omega t + \vartheta_j) - i(\ddot{x}_j - \ddot{y}_j i) b_j \sin(2\omega t + \vartheta_j)], \quad / j = \overline{1, n} /,$$

$$\overline{L}_n = 0, \quad / j = \overline{1, 2n} / . \quad (2)$$

Введемо комплексні змінні $x_{zj} = x_j + iy_j$, $s_{xyj} = s_{xj} + s_{yj} i$, $/ j = \overline{1, n} /$, тоді рівняння (2) приймуть вигляд

$$L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} M_{\Sigma_k} \ddot{x}_{zk} + h_x \dot{x}_{zj} + c_x x_{zj} + \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \ddot{s}_{xyk} = 0, \quad / j = p, q /,$$

$$L_j = \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} M_{\Sigma_k} \ddot{x}_{zk} + x_{zj} - (1 - \tilde{z}_j) x_{zp} - \tilde{z}_j x_{zq} + \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} \ddot{s}_{xyk} = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q /,$$

$$L_{n+j} = k_j (\ddot{s}_{xyj} - 2\omega i \dot{s}_{xyj} - \omega^2 s_{xyj}) + \frac{h_j}{m_j} (\dot{s}_{xyj} - \omega i s_{xyj}) = -\frac{m_j n_j}{2} (\ddot{x}_{zj} - \ddot{x}_{zj} b_j e^{(2\omega t + \vartheta_j) i}), \quad / j = \overline{1, n} /,$$

$$\overline{L}_j = 0, \quad / j = \overline{1, 2n} / . \quad (3)$$

4. Безрозмірнення системи рівнянь

Приведемо систему рівнянь (3) до безрозмірного вигляду. Введемо безрозмірний час $\tilde{\tau}$

$$\tilde{\tau} = \omega_0 t, \quad \dot{f} = \frac{df}{d\tilde{t}} = \omega_0 \frac{df}{dt} = \omega_0 f', \quad \ddot{f} = \frac{d\dot{f}}{d\tilde{t}} = \omega_0 \frac{d(\omega_0 f')}{d\tilde{t}} = \omega_0^2 \frac{df'}{d\tilde{t}} = \omega_0^2 f''$$

і безрозмірні комплексні змінні

$$\tilde{x}_{zj} = \frac{x_{zj}}{l_x}, \quad \tilde{s}_{xyj} = \frac{s_{xyj}}{l_s}, \quad / j = \overline{1, n} / .$$

Тоді рівняння (3) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} L_j &= l_x \left(\omega_0^2 \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} M_{\Sigma_k} \tilde{x}_{zk}'' + \omega_0 h_x \tilde{x}_{zj}' + c_x \tilde{x}_{zj} \right) + \omega_0^2 l_s \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = p, q / , \\ L_j &= l_x \left(\omega_0^2 \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} M_{\Sigma_k} \tilde{x}_{zk}'' + \tilde{x}_{zj} - (1 - \tilde{z}_i) \tilde{x}_{zp} - \tilde{z}_i \tilde{x}_{zq} \right) + \omega_0^2 l_s \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q / , \\ L_{n+j} &= l_s \left(k_j (\omega_0^2 \tilde{s}_{xyj}'' - 2\omega_0 \omega_0 i \tilde{s}_{xyj}' - \omega^2 \tilde{s}_{xyj}) + \frac{h_j}{m_j} (\omega_0 \tilde{s}_{xyj}' - \omega i \tilde{s}_{xyj}) \right) = \\ &= -\frac{m_j n_j l_x \omega_0^2}{2} \left[\tilde{x}_{zj}'' - \tilde{x}_{zj}'' b_j e^{\left(\frac{2\omega}{\omega_0} \tilde{\tau} + \vartheta_j \right) i} \right], \quad / j = \overline{1, n} / , \\ \bar{L}_j &= 0, \quad / j = \overline{1, 2n} / . \end{aligned} \quad (4)$$

В системі (4) рівняння $L_j = 0, \bar{L}_j = 0, / j = p, q /$ поділимо на $l_x \omega_0^2 M_\Sigma$ ($M_\Sigma = \sum_{k=1}^n M_{\Sigma_k}$), рівняння $L_j = 0, \bar{L}_j = 0, / j = \overline{1, n}, j \neq p, q /$ – на l_x , а $L_{n+j} = 0, \bar{L}_{n+j} = 0, / j = \overline{1, n} /$ – на $k_j l_s \omega_0^2$:

$$\begin{aligned} L_j &= \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \frac{M_{\Sigma_k}}{M_\Sigma} \tilde{x}_{zk}'' + \frac{h_x}{M_\Sigma \omega_0} \tilde{x}_{zj}' + \frac{c_x}{\omega_0^2 M_\Sigma} \tilde{x}_{zj} + \frac{l_s}{l_x M_\Sigma} \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = p, q / , \\ L_j &= \omega_0^2 \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} M_{\Sigma_k} \tilde{x}_{zk}'' + \tilde{x}_{zj} - (1 - \tilde{z}_i) \tilde{x}_{zp} - \tilde{z}_i \tilde{x}_{zq} + \frac{l_s}{l_x} \omega_0^2 \sum_{k=1}^n \delta_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q / , \\ L_{n+j} &= \tilde{s}_{xyj}'' - 2 \frac{\omega}{\omega_0} i \tilde{s}_{xyj}' - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \tilde{s}_{xyj} + \frac{h_j}{k_j m_j \omega_0} \left(\tilde{s}_{xyj}' - \frac{\omega}{\omega_0} i \tilde{s}_{xyj} \right) = \\ &= -\frac{m_j n_j l_x}{2 l_s k_j} \left[\tilde{x}_{zj}'' - \tilde{x}_{zj}'' b_j e^{\left(\frac{2\omega}{\omega_0} \tilde{\tau} + \vartheta_j \right) i} \right], \quad / j = \overline{1, n} / , \\ \bar{L}_j &= 0, \quad / j = \overline{1, 2n} / . \end{aligned} \quad (5)$$

Очевидним є введення наступних безрозмірних параметрів

$$\begin{aligned} \tilde{\omega} &= \frac{\omega}{\omega_0}, \quad \tilde{h}_x = \frac{h_x}{\omega_0 M_\Sigma}, \quad \tilde{c}_x = \frac{c_x}{\omega_0^2 M_\Sigma}, \quad \tilde{M}_0 = \frac{l_s}{l_x M_\Sigma}, \quad \tilde{M}_j = \frac{M_{\Sigma_j}}{M_\Sigma}, \quad / j = \overline{1, n} / , \\ \tilde{h}_j &= \frac{h_j}{\omega_0 m_j k_j}, \quad / j = \overline{1, n} / , \quad \tilde{\delta}_{j,k} = \delta_{j,k} \omega_0^2 M_{\Sigma_k}, \quad / j, k = \overline{1, n}, j \neq p, q / , \end{aligned}$$

тоді рівняння (5) приймуть вигляд

$$L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{M}_k \tilde{x}_{zk}'' + \tilde{h}_x \tilde{x}_{zj}' + \tilde{c}_x \tilde{x}_{zj} + \tilde{M}_0 \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = p, q / ,$$

$$L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} \tilde{M}_k \tilde{x}_{zk}'' + \tilde{x}_{zj} - (1 - \tilde{z}_j) \tilde{x}_{zp} - \tilde{z}_j \tilde{x}_{zq} + \tilde{M}_0 \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q /,$$

$$L_{n+j} = \overline{D}^2 \tilde{s}_{xyj} + \tilde{h}_j \overline{D} \tilde{s}_{xyj} = -\frac{m_j n_j l_x}{2 l_s k_j} (\tilde{x}_{zj}'' - \tilde{x}_{zj}'' b_j e^{(2\tilde{\omega}\tilde{\tau} + \theta_j)i}) \quad / j = \overline{1, n} / , \quad \overline{L}_j = 0, \quad / j = \overline{1, 2n} / , \quad (6)$$

де $Dx = x' + i\tilde{\omega}x$, $\overline{D}x = x' - i\tilde{\omega}x$.

Зауважимо, що

$$\sum_{j=1}^n \tilde{M}_j = 1.$$

Вибором невизначених масштабних коефіцієнтів ω_0, l_x, l_s зменшимо кількість безрозмірних параметрів. Нехай в рівняннях (6) параметри \tilde{c}_x, \tilde{M}_0 будуть рівні одиниці, тобто

$$\tilde{c}_x = \frac{c_x}{\omega_0^2 M_\Sigma} = 1, \quad \tilde{M}_0 = \frac{l_s}{l_x M_\Sigma} = 1,$$

тоді

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_x}{M_\Sigma}} = 1, \quad l_x = \frac{l_s}{M_\Sigma}$$

і система приймає вигляд

$$L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{M}_k \tilde{x}_{zk}'' + \tilde{h}_x \tilde{x}_{zj}' + \tilde{x}_{zj} + \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = p, q / ,$$

$$L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} \tilde{M}_k \tilde{x}_{zk}'' + \tilde{x}_{zj} - (1 - \tilde{z}_j) \tilde{x}_{zp} - \tilde{z}_j \tilde{x}_{zq} + \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} \tilde{s}_{xyk}'' = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q / ,$$

$$\overline{L}_j = 0, \quad / j = \overline{1, n} / , \quad (7)$$

$$L_{n+j} = \overline{D}^2 \tilde{s}_{xyj} + \tilde{h}_j \overline{D} \tilde{s}_{xyj} = -\frac{m_j n_j}{2 k_j M_\Sigma} [\tilde{x}_{zj}'' - \tilde{x}_{zj}'' b_j e^{(2\tilde{\omega}\tilde{\tau} + \theta_j)i}], \quad \overline{L}_{n+j} = 0, \quad / j = \overline{1, n} / . \quad (8)$$

Вводимо параметр

$$\tilde{m}_j = \frac{m_j n_j}{2 k_j M_\Sigma}, \quad \tilde{m}_j \ll 1, \quad / j = \overline{1, n} / ,$$

тоді рівняння (8) приймуть вигляд

$$L_{n+j} = \overline{D}^2 \tilde{s}_{xyj} + \tilde{h}_j \overline{D} \tilde{s}_{xyj} = -\tilde{m}_j [\tilde{x}_{zj}'' - \tilde{x}_{zj}'' b_j e^{(2\tilde{\omega}\tilde{\tau} + \theta_j)i}], \quad \overline{L}_{n+j} = 0, \quad / j = \overline{1, n} / . \quad (9)$$

Система рівнянь (7), (9) нестационарна.

5. Диференціальні рівняння руху роторної системи у рухомій системі координат

Перейдемо в системі рівнянь (7), (9) до рухомої системи координат $O\xi\eta Z$ жорстко зв'язаної з ротором, яка є результатом повороту системи координат $OXYZ$ навколо осі OZ на кут $\tilde{\omega}\tau$. Тоді

$$\tilde{x}_{zj} = \xi_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}, \quad \tilde{x}_{zj}' = D\xi_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}, \quad \tilde{x}_{zj}'' = D^2\xi_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}, \quad / j = \overline{1, n} / ,$$

$$\tilde{s}_{xyj} = s_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}, \quad \tilde{s}_{xyj}' = Ds_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}, \quad \tilde{s}_{xyj}'' = D^2s_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}, \quad / j = \overline{1, n} /$$

і система (7), (9) приймає вигляд

$$L_j = e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{M}_k D^2 \xi_{zk} + \tilde{h}_x D \xi_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} + \xi_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} + e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} D^2 s_{zk} = 0, \quad \overline{L}_j = 0, \quad / j = p, q / ,$$

$$\begin{aligned}
 L_j = e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} \tilde{M}_k D^2 \xi_{zk} + e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} [\xi_{zj} - (1 - \tilde{z}_j) \xi_{zp} - \tilde{z}_j \xi_{zq}] + \\
 + e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} D^2 s_{zk} = 0, \quad \bar{L}_j = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q / , \\
 L_{n+j} = e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} D^2 s_{zj} - 2\tilde{\omega}ie^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} Ds_{zj} - \tilde{\omega}^2 e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} s_{zj} + \tilde{h}_j [e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} Ds_{zj} - \tilde{\omega}ie^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} s_{zj}] = \\
 = -\tilde{m}_j [D^2 \xi_{zj} e^{\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} - \bar{D}^2 \bar{\xi}_{zj} e^{-\tilde{\omega}\tilde{\tau}i} b_j e^{(2\tilde{\omega}\tilde{\tau} + \vartheta_j)i}], \quad \bar{L}_{n+j} = 0, \quad / j = \overline{1, n} / \quad (10)
 \end{aligned}$$

або спростивши і помноживши всі рівняння (10) на $e^{-\tilde{\omega}\tilde{\tau}i}$

$$\begin{aligned}
 L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} \tilde{M}_k D^2 \xi_{zk} + \tilde{h}_x D \xi_{zj} + \xi_{zj} + \sum_{k=1}^n \tilde{z}_{j,k} D^2 s_{zk} = 0, \quad \bar{L}_j = 0, \quad / j = p, q / , \\
 L_j = \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} \tilde{M}_k D^2 \xi_{zk} + \xi_{zj} - (1 - \tilde{z}_j) \xi_{zp} - \tilde{z}_j \xi_{zq} + \sum_{k=1}^n \tilde{\delta}_{j,k} D^2 s_{zk} = 0, \quad \bar{L}_j = 0, \quad / j = \overline{1, n}, j \neq p, q / , \quad (11)
 \end{aligned}$$

$$L_{n+j} = s''_{zj} + \tilde{h}_j s'_{zj} = -\tilde{m}_j (D^2 \xi_{zj} - \bar{D}^2 \bar{\xi}_{zj} b_j e^{\vartheta_j i}), \quad \bar{L}_{n+j} = 0, \quad / j = \overline{1, n} / . \quad (12)$$

Система (11), (12) є замкнутою системою $4n$ звичайних диференціальних рівнянь другого порядку відносно комплексних змінних ξ_{zj}, s_{zj} , $/ j = \overline{1, n} /$. Вона залежить від $(n^2 + 9n)/2$ незалежних безрозмірних параметрів

$$\tilde{\delta}_{k,j}, \quad / j = \overline{1, n-2}, k = \overline{1, j} / , \tilde{M}_j, \tilde{h}_j, \tilde{m}_j, b_j, \vartheta_j, \quad / j = \overline{1, n} / , \tilde{z}_j, \quad / j = \overline{1, n-2} / , \tilde{h}_x, \tilde{\omega} .$$

6. Частинний випадок системи (11)–(12)

Розглянемо тримасову модель гнучкого ротора з крайніми опорними точками і відсутнім АБ в неопорній точці. Тоді $n = 3$, $p = 1, q = 3$ і система (11)–(12) приймає вигляд

$$\begin{aligned}
 L_1 = \tilde{M}_1 D^2 \xi_{z1} + (1 - \tilde{z}_2) \tilde{M}_2 D^2 \xi_{z2} + \tilde{h}_x D \xi_{z1} + \xi_{z1} + D^2 s_{z1} = (1 - \tilde{z}_2) \tilde{\omega} \bar{s}_{z2}, \quad \bar{L}_1 = 0, \\
 L_2 = \tilde{\delta}_{2,2} \tilde{M}_2 D^2 \xi_{z2} + \xi_{z2} - (1 - \tilde{z}_2) \xi_{z1} - \tilde{z}_2 \xi_{z3} = \tilde{\delta}_{2,2} \tilde{\omega}^2 \bar{s}_{z2}, \quad \bar{L}_2 = 0, \\
 L_3 = \tilde{z}_2 \tilde{M}_2 D^2 \xi_{z2} + \tilde{M}_3 D^2 \xi_{z3} + \tilde{h}_x D \xi_{z3} + \xi_{z3} + D^2 s_{z3} = \tilde{z}_2 \tilde{\omega}^2 \bar{s}_{z2}, \quad \bar{L}_3 = 0, \\
 L_{3+j} = s''_{zj} + \tilde{h}_j s'_{zj} = -\tilde{m}_j (a_j - \bar{a}_j b_j e^{\vartheta_j i}), \quad \bar{L}_{3+j} = 0, \quad / j = 1, 3 / .
 \end{aligned}$$

Остання система є системою 10-ти звичайних диференціальних рівнянь другого порядку відносно 5-ти комплексних змінних $\xi_{z1}, \xi_{z2}, \xi_{z3}, s_{z1}, s_{z3}$ і 15-ти незалежних безрозмірних параметрів $\tilde{\delta}_{2,2}, \tilde{M}_j, / j = \overline{1, 3} / , \tilde{h}_j, \tilde{m}_j, b_j, \vartheta_j, / j = 1, 3 / , \tilde{z}_2, \tilde{h}_x, \tilde{\omega}$.

Висновки. У рамках n -масової дискретної моделі гнучкого двоопорного ротора з пасивними абтобалансирами можна зробити наступні висновки:

1) стійкість основних рухів ротора описує система $4n$ звичайних диференціальних рівнянь 2-го порядку із сталими коефіцієнтами, що містить $(n^2 + 9n)/2$ незалежних безрозмірних параметрів;

2) у випадку трьохмасової моделі стійкість основних рухів ротора описує система 10 звичайних диференціальних рівнянь 2-го порядку із сталими коефіцієнтами, що містить 15 незалежних безрозмірних параметрів.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Дискретна модель гнучкого ротора з пасивними авто балансирами / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В. // Український міжвідомчий науково-технічний збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”, 2011. – Вип. 45.

2. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. / Симоновский В.И. – Харьков: Изд. «Вища школа», 1986. – 128с.
3. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин. / Симоновский В.И. – Суми: Вид-во СумДУ, 2002. – 143с.
4. Гадяка В.Д. Математическая модель ротора турбокомпрессора для исследования несинхронных составляющих вибрации / В.Г. Гадяка, Д.В. Лейких, В.И. Симоновский // Компрессорное и энергетическое машиностроение, -2010. – № 2(20). – С. 48-50.
5. Лейких Д.В. Ідентифікація причин збудження несинхронних коливань роторів турбокомпресорів і способи зниження їх амплітуд: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.09 / Д.В. Лейких; Сумський державний університет, Суми, 2011. – 24 с
6. Філімоніхін Г.Б. Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор – масивний корпус - автобалансир / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В. // Збірник наукових праць КНТУ, 2009, Вип. 22, С. 357–363.
7. Філімоніхін Г.Б. Диференціальні рівняння руху системи, складеної з незрівноваженого ротора з нерухою точкою, корпусу і автобалансира / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 40, Ч. II – Кіровоград; КНТУ, 2010 р. С. 86–93.

Г. Филимоныхин, В. Гончаров

Дифференциальные уравнения для исследования устойчивости основных движений гибкого двухопорного ротора с пассивными автобалансирами

Получена в безразмерном виде псевдосвернутая замкнутая система дифференциальных уравнений для исследования устойчивости основных движений гибкого неуравновешенного ротора на двух податливых опорах с автробалансирами. Рассмотрен частный случай – трехмассовая модель ротора.

G. Filimonikhin, V. Goncharov

Differential equations for investigation of motions stability of flexible double-seat rotor with passive self-balance devices

The pseudo folded closed system of differential equations in dimensionless form has been obtained for investigation of motion stability of flexible unbalanced rotor on two foil bearings with self-balance devices. As particular case, the three-mass model of rotor has been examined.

Отримано 19.09.11

УДК 613.33.022.66

**М.О.Свірень, проф., канд. техн. наук, А.Є.Солових, доц., канд. техн. наук,
І.К.Солових, інж., О.В.Анісімов інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження параметрів комірок висівного апарату надлишкового тиску з рециркулюючим потоком насіння

В статті приведено конструкцію та принцип роботи пневмомеханічного висівного апарату надлишкового тиску з рециркулюючим потоком насіння, обґрунтовані форма та розміри комірок висівного диску.

комірки, висівний апарат, надлишковий тиск, рециркулюючий потік, насіння

Однією із трудомістких по обробітку культур є цукровий буряк. Витрати ручної праці на формування густоти рослин цієї культури вздовж рядка ще дуже великі, а якість такої роботи не висока. В остаточному підсумку це впливає на кількість втрат при вирощуванні даної культури. Для того, щоб звести до мінімуму витрати на обробітку цукрового буряку, необхідно забезпечити якісний пунктирний посів високосхожого насіння цукрового буряка.

У цей час, для пунктирного посіву насіння буряка, використовуються в основному пневматичні вакуумні апарати, дозуючим елементом яких є диск або барабан з комірками. В таких дозуючих елементах вже запрограмований пунктирний посів отворами або комірками на диску або барабані. Основним завданням, що вирішують дослідники й конструктори по розробці даних апаратів, є поодинокий відбір насіння із загальної їхньої маси, що перебуває у апараті, і викид їх у борозну точно в певному місці.

В основу об'єкта наших досліджень обрана принципово інша схема апарату, у технологічний процес роботи якого закладений принцип поодинокого відбору насіння комірками барабана з рециркулюючим потоком насіння, створюваного за рахунок продування насінної камери висівного апарату надлишковим тиском повітря.

Пошукові роботи по створенню та вдосконаленню апарата проводились під керівництвом професора П.В.Сисоліна. Було запропоновано для створення потоку насіння в камері апарата встановити повітряні сопла в напрямку обертання висівного диска, замкнутий рециркулюючий потік насіння вивести в створену передкамерну порожнину, з'єднану з входним насінневим вікном. Потім для надійності і стабільності руху насіння в насінневій камері, яка мала форму каналу, були встановлені тангенціально розміщені повітряні канали по обидві сторони насінневої камери. В якості елемента апарата, який виконує видалення зайвих насінин з комірок, було запропоновано цільове сопло з поперечними перегородками.

Проведені експериментальні дослідження показали високі швидкісні можливості апарата і його перспективність.

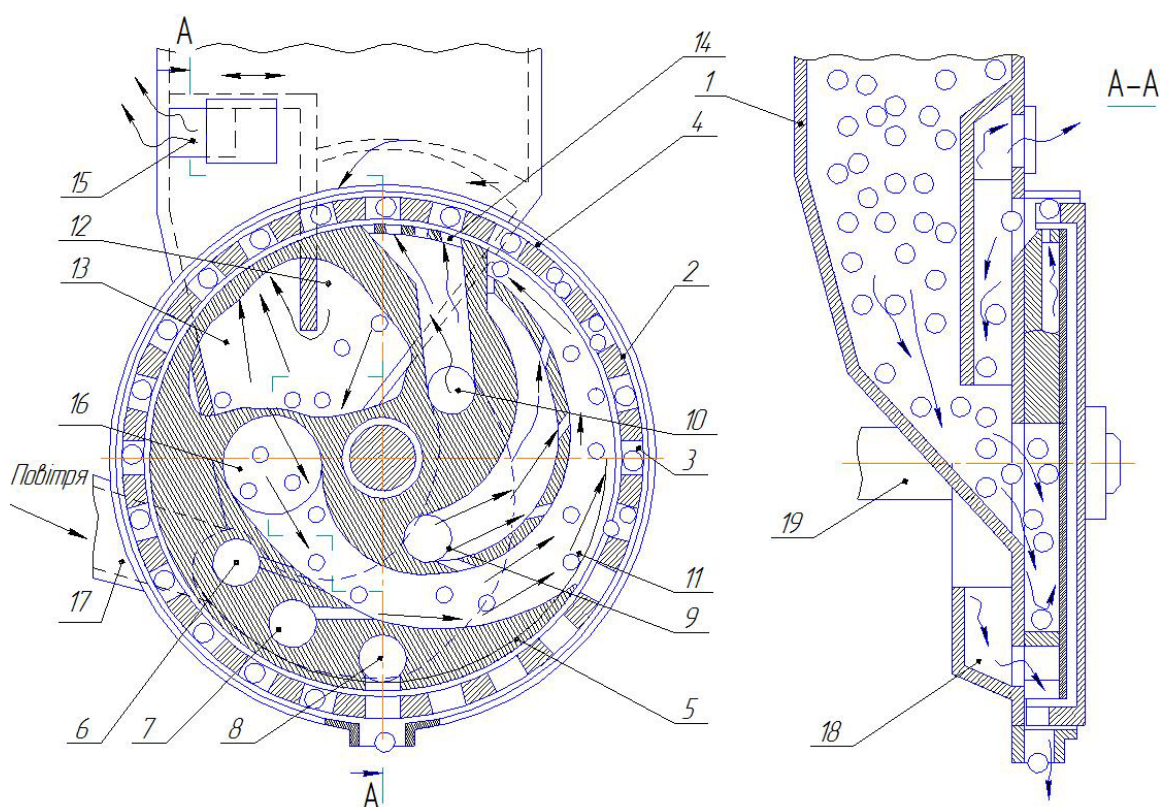


Рисунок 1 – Пневматичний висівний апарат надлишкового тиску з рециркулюючим потоком насіння

Пневматичний висівний апарат надлишкового тиску з циркулюючим потоком насіння (рис. 1) складається з бункера 1 для насіння, вертикального диска 2 з висівними комірками 3, який охоплюється з зовнішнього боку нерухомим обручем 4. Диск 2 з комірками охоплює циліндричний корпус 5. В циліндричному корпусі 5 виконана насіннева камера 11 і пневмокамери 6-10, з'єднані тангенціальними каналами, направлені вбік руху висівного диска. Верхня частина камери 11 своєю відкритою частиною примикає до комірчастої частини диска 2.

В верхній частині камера 11 з'єднана з передкамерною порожниною. Передкамерна порожнина розділена перегородкою на дві частини: передня 12 і задня 13. В місці примикання висівного диска до передкамерної порожнини розміщене щільове сопло 14 з поперечними перегородками, які з'єднані з пневмокамерою 10. Задня частина передкамерної порожнини з'єднана через вікно 15 з атмосферою. В нижній частині камера 11 через вікно 16 сполучена з бункером 1 для насіння. Висівний диск 2 встановлений на привідному валу 19.

Для звільнення комірок 3 від насіння пневмокамера 8 має канал, направлений до комірчастої поверхні висівного диска. Подача стисненого повітря виконується через патрубок 17 і загальну пневмокамеру 18.

Апарат працює таким чином. Насіння з зони передкамерної порожнини 12 через вікно 16 поступає в нижню частину насінневої камери 11, де підхоплюється повітряним потоком, що утворюється рухом повітря з пневмокамер 6, 7, 9 через тангенціально розміщені канали, і транспортується по каналу насінневої камери в верхню її частину. Частина насіння через відкриту ділянку камери 11 за рахунок відцентрових сил, що діють на насіння при криволінійному русі, та надлишкового тиску з камери 11, заповнює комірчки 3 диска 2, що обертається, а інша частина насіння повертається

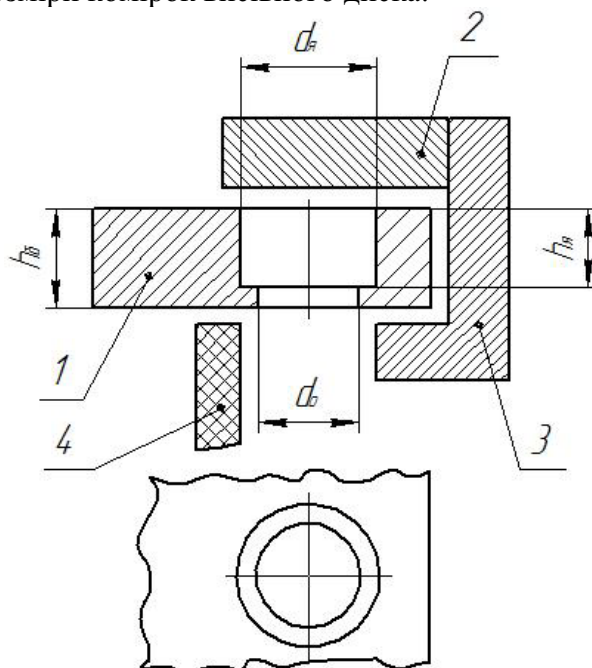
повітряним потіком в передню частину 12 передкамерної порожнини. Із передкамерної порожнини через задню частину 13 повітряний потік виходить через вікно 15 в атмосферу, а насіння, опускаючись вниз передньої частини 12 передкамерної порожнини, поступає через вікно 16 в насінневу камеру 11, створюючи тим самим циркуляцію насіння в апараті з відбором його комірками висівного диска.

По мірі зменшення насіння, що поступає з порожнини 12 вона поповнюється з бункера 1. Насіння, яке заповнило комірки 3, транспортується диском 2 і попадає під дію повітряного струменя, що діє з щільового сопла 14, в якому для поліпшення видува зайвих насінин, щільно розміщених в комірках, встановлені поперечні перегородки, що дозволяють розділити загальний потік повітря на кілька струменів. При цьому за рахунок пульсуючої дії струменів повітря на насіння, що рухається в комірках висівного диска, насіння здійснює коливальні рухи, що сприяє видаленню зайвих насінин, які видуваються в передкамерну порожнину 12 і в комірках залишається тільки одна насінина, яка присмоктується до отвору, створеному в вигляді зазора між зовнішньою поверхнею диска 2 і охоплюючим висівний диск обручем 4.

Для забезпечення необхідного статичного тиску повітря в порожнині 12 і регулювання режиму видалення зайвих насінин з комірок в момент дії сопла 14 при висіві різних видів насіння в передній передкамерній порожнині 12, яка має зв'язок з задньою передкамерною порожниною 13, регулюється тиск повітря за рахунок зміни величини відкритого вікна 15 спеціальною заслінкою.

Насіння, що залишилось в комірках, транспортується диском 2, підтримуване від випадання з однієї сторони обручем 4, а з другої сторони циліндричною і торцевою поверхнею корпусу 5. При співпаданні комірок з насінням і повітряним каналом пневмокамери 8, повітряний потік, що поступає через канал із камери 8, викидає насіння до пневмонасіннепроводу, який направляє їх в борозну.

Проведений аналіз конструкції пневматичного висівного апарату надлишкового тиску з рециркулюючим потоком насіння і технологічного процесу висіву на основі даних експериментів показав, що потребують подальшого дослідження та обґрунтування форма і розміри комірок висівного диска.



1 – барабан, 2 – охоплюючий обруч, 3 – корпус, 4 – кришка корпусу
Рисунок 2 – Розташування циліндричних комірок на барабані висівного апарату

Спочатку форму комірок вибрали циліндричною наскрізною, параметри комірок на висіваючих барабанах у дослідах були наступними (рис. 2): $h_6 = 3,0; 3,5$ й $4,0$ мм; $d_я = 6,0; 6,2; 6,5$ й $7,0$ мм; $d_о = 5,8; 6,0; 6,2$ й $6,5$ мм.

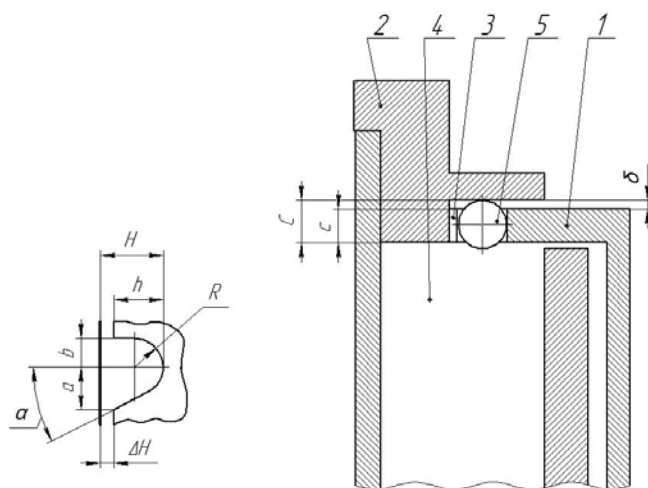
Випробування апарату з такими висіваючими барабанами показали, що як би не змінювали розміри комірок, якісного заповнення насінням цукрового буряку одержати не вдалося, хоча насіння перед проведенням дослідів ретельно просівали через решета класифікатора.

Головним недоліком цих комірок було те, що вони "забивалися" насінням (по дві насінини в комірку). Усунути цей недолік за рахунок дії повітряного потоку не вдалося. Це вплинуло й на загальний характер заповнення комірок, що коливалося від 60% до 90%. Для визначення кількості "забитих" комірок, після кожного повороту висіваючого барабану його знімали з апарату й візуально визначали кількість таких комірок.

Особливості конструкції пневматичного висівного апарату надлишкового тиску з рециркулюючим потоком насіння полягає в тому що заповнення комірок виконується з внутрішньої сторони, потік повітря для викидання насіння з висівних комірок в пневмонасіннепровід подається з внутрішньої сторони комірок, викидання насінин виконується через зовнішню - периферійну частину висівного диска, видалення зайвих насінин виконується вбік торця барабану, отже, комірка повинна бути відкрита з трьох сторін - з зовнішньої, внутрішньої, торцевої. Розмір комірок повинен бути таким, щоб вільно розміщувалась одна насінина, створювались умови для легкого видалення зайвих насінин, які заповнили комірку, і збереження однієї насінини за рахунок різниці тиску повітря всередині пневмонасінневої камери і атмосферою.

Для обґрунтування розмірів комірок для висіву насіння цукрових буряків використовувались результати досліджень В.С.Басіна, який вивів, що для висіву насіння цукрових буряків оптимальні розміри діаметрів комірок для недражованого насіння малої і крупної фракцій повинні становити 5,1 мм, для дражованого насіння 6,0 мм. Оптимальна глибина комірок відповідно для гібридного насіння крупної фракції 4,3 мм, для одноросткового насіння недражованої мілкої фракції 2,1 мм, для крупної 3,4 мм, для дражованого 4,2 мм.

Виходячи з відомих оптимальних розмірів комірок для висіву насіння цукрових буряків вертикально-дисківими висівними апаратами, обґрунтуємо розміри комірок для нашого висівного апарата (рис. 3). Конструктивно радіус R приймаємо рівним половині діаметра комірок. Відповідно для фракції 3,5...4,5 мм $R=2,55$ мм, для фракції 4,5...5,5 мм $R=3,2$ мм. Комірки відповідають висіву по фракціях як недражованого насіння, так і дражованого. Ширину H , утворену комірками, приймаємо рівною двом радіусам R , а з урахуванням зазора $\Delta H=1$ мм маємо ширину самих комірок $h=2R-\Delta H$. Відповідно для малої і крупної фракцій $h=4,1$ і $5,4$ мм. Зазор δ для насіння цукрових буряків приймаємо рівним 1 мм для мілкої і 1,5 мм для крупної фракції. Щоб приплюснуте недражоване насіння не заклинювалось в створеному зазорі, він повинен бути не більше половини мінімальної товщини насінини. Глибину C , створену коміркою, також приймаємо рівною $2R$ і з урахуванням зазорів будемо мати товщину тіла комірки $C=2R-\delta$. Відповідно по фракціях $C=4,1$ і $4,9$ мм. Для кращого видалення зайвих насінин у висівних комірках виконано зріз її задньої сторони в бік, протилежний руху під кутом α до торцевої сторони диску.



1 - висівний диск; 2 - охоплюючий обруч; 3 - висівна комірка;
4 - пневмонасіннева камера; 5 – насінина

Рисунок 3 – Схема для визначення розмірів периферійних комірок висівного апарату

Досліди показали, що периферійна комірка заповнюється краще, ніж наскрізна циліндрична, і не забивається насінням.

при $h = 3,5\text{мм}$; $b = 6,2\text{мм}$ та $c = 6,0\text{мм}$ – Заповнення комірок коливалося від 100% до 110%;

На підставі проведених експериментальних досліджень було встановлено, що при вибраних формі і розмірах периферійних комірок.

Рециркулюючий рух насіння в пневмонасінневій камері пневматичного висівного апарату надлишкового тиску дозволяє гарантовано заповнювати комірки висівного диска насінням, але для забезпечення поодинокого відбору насіння, зменшення його травмування та покращення якості розподілу насінин вздовж рядка, потребують подальшого дослідження інші параметри висівного апарату, такі як тиск у пневматичній системі, кількість комірок диску та швидкість його обертання, розміри пневматичних сопел для видалення та видування зайвих насінин.

Список літератури

1. А.с. № 980646 (СССР), Пневматический высевальной аппарат /П.В. Сысолин, А.В.Ликкей, К.Г.Иваница и др.,- 1982. - Бюл. У 46.
2. А.с. № 1056942 (СССР). Пневматический высевальной аппарат /П.В. Сысолин, А.В.Ликкей, К.Г.Иваница и др.,- 1983. - Бюл. г 44.
3. Машины для точного посева пропашных культур: Конструирование и расчет /В.С.Басин , В.В.Брей, Л.В.Погорелый и др. Под ред. Л.В.Погорелого. - К.: Техніка, 1987. - 151 с
4. Сысолин П.В, Басин В.С., Шумейко В.М. Проблемы конструирования и технологии производства сельскохозяйственных машин //Тезиси докладов Республиканской научно-технической конференции. (28-30 октября 1986 г.) Кировоград, КИСМ, 1986. - С. 14-15.

Н.Свирень, А.Соловух, І.Соловух, А.Анисимов

Исследование параметров ячеек высевальной аппаратуры избыточного давления с рециркулирующим потоком семян

В статье приведены конструкция и технологический процесс работы пневмомеханического высевальной аппаратуры избыточного давления с рециркулирующим потоком семян. Обоснованы форма и параметры ячеек высевальной аппаратуры.

M.Sviren, A. Solovykh, I. Solovykh, A. Anisimov

Research of parameters of cells of the sowing device of superfluous pressure with рециркулирующим a stream of seeds

In article the design and technological process of work of the pneumomechanical sowing device of superfluous pressure with recirculate a stream of seeds are resulted. The form and parameters of cells of a sowing disk are proved.

Одержано 211011

УДК 631.33.024: 631.331.5

О.Р. Лузан, асп., В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук

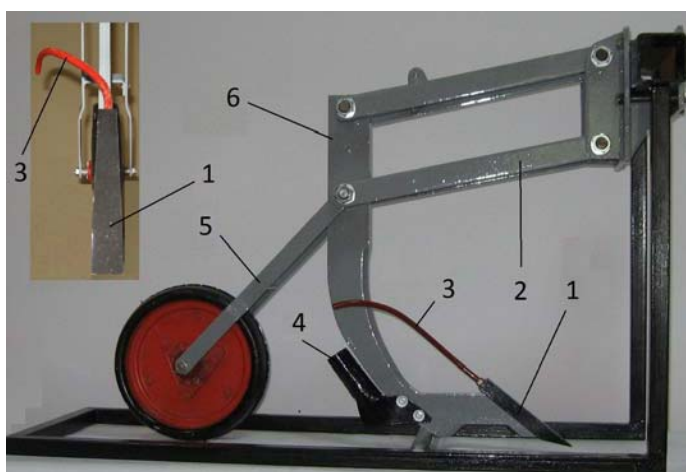
Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу сошника

В статті теоретично обґрунтовано умови руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу сошника. Отримані рівняння для визначення сприятливих умов, при яких вони відводяться в бік від стояка сошника. Теоретично визначена оптимальна форма стеблевідводу. **стеблевідвід, рослинні рештки, сошник, пряма сівба, стебло, зернові культури**

Розробка і вдосконалення конструкції сівалок для прямої сівби зернових культур з метою більш повного виконання ними агротехнічних вимог є одним із основних завдань наукових досліджень в галузі сільськогосподарського машинобудування.

Проведені дослідження [1, 2] дозволили встановити найбільші труднощі для роботи сівалок з сошниками, що мають гострий кут входження в ґрунт (рис. 1) [3] у відповідності до агротехнічних вимог. Не вирішеними залишаються питання: при яких критичних значеннях кутів нахилу стеблепідіймача стебло з нульовою початковою швидкістю буде залишатися в стані спокою, підніматися або опускатися по ньому прискорено чи уповільнено, та відводитися за допомогою стеблевідводу в бік від стояка сошника.



1 – долото-стеблепідіймач; 2 – паралелограмна підвіска; 3 – стеблевідвід; 4 – лійка; 5 – механізм регулювання глибини ходу сошника; 6 - стояк

Рисунок 1 – Посівна секція сівалки прямого посіву

In article the design and technological process of work of the pneumomechanical sowing device of superfluous pressure with recirculate a stream of seeds are resulted. The form and parameters of cells of a sowing disk are proved.

Одержано 211011

УДК 631.33.024: 631.331.5

О.Р. Лузан, асп., В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук

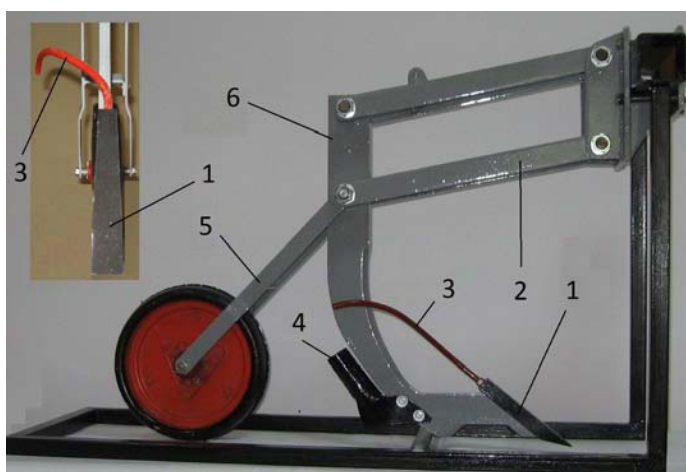
Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу сошника

В статті теоретично обґрунтовано умови руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу сошника. Отримані рівняння для визначення сприятливих умов, при яких вони відводяться в бік від стояка сошника. Теоретично визначена оптимальна форма стеблевідводу. **стеблевідвід, рослинні рештки, сошник, пряма сівба, стебло, зернові культури**

Розробка і вдосконалення конструкції сівалок для прямої сівби зернових культур з метою більш повного виконання ними агротехнічних вимог є одним із основних завдань наукових досліджень в галузі сільськогосподарського машинобудування.

Проведені дослідження [1, 2] дозволили встановити найбільші труднощі для роботи сівалок з сошниками, що мають гострий кут входження в ґрунт (рис. 1) [3] у відповідності до агротехнічних вимог. Не вирішеними залишаються питання: при яких критичних значеннях кутів нахилу стеблепідіймача стебло з нульовою початковою швидкістю буде залишатися в стані спокою, підніматися або опускатися по ньому прискорено чи уповільнено, та відводитися за допомогою стеблевідводу в бік від стояка сошника.



1 – долото-стеблепідіймач; 2 – паралелограмна підвіска; 3 – стеблевідвід; 4 – лійка; 5 – механізм регулювання глибини ходу сошника; 6 - стояк

Рисунок 1 – Посівна секція сівалки прямого посіву

Метою даного дослідження є теоретичне обґрунтування умов руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу при переміщенні їх в бік від стояка сошника.

Для теоретичного обґрунтування умови руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу при переміщенні їх в бік від стояка сошника розглянемо рух одного стебла при знаходженні його верхньої точки (точки A) на горизонтальній частині стеблевідводу та сили, які при цьому діють на стебло (рис. 2).

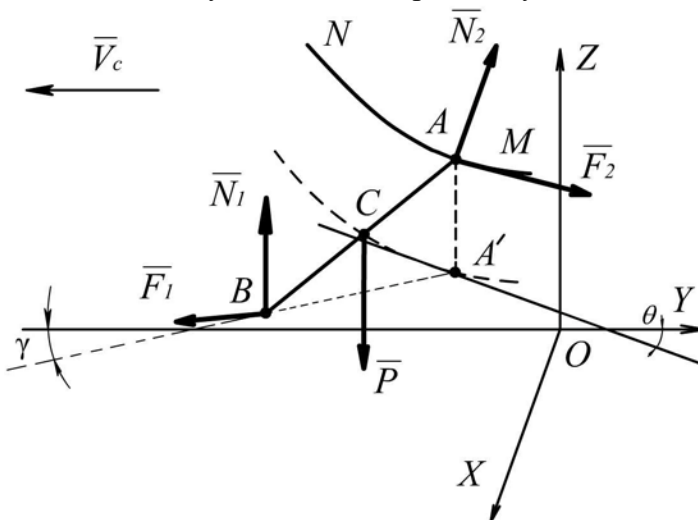


Рисунок 2 – Схема руху стебла при знаходженні його верхньої точки на горизонтальній частині стеблевідводу

Розглянемо прямокутну Декартову систему координат – нерухому $OXYZ$ і рухому $O'X'Y'Z'$. В початковий момент їхні осі співпадають: вісь OY направлена протилежно руху сошника \vec{V}_c ; вісь OZ направлена вертикально вгору; вісь OX направлена перпендикулярно до площини OYZ таким чином, щоб система координат $OXYZ$ була правою; початок координат – точка O знаходиться в початковому положенні точки A' – проекції точки A на поверхню землі. Рухомі системи координат рухаються поступально з швидкістю $-\vec{V}_c$.

Введемо позначення (рис. 2): AB – стебло, рух якого вивчається (точка A знаходиться на стеблевідводі, точка B на поверхні землі); точка A' – проекція A на поверхню землі (площину OXY); відрізок $AA' = h$ висота, на якій знаходиться горизонтальна частина стеблевідводу над поверхнею землі; кут $\angle ABA' = \alpha$ – кут, який утворює стебло з поверхнею землі; γ – кут, який утворює проекція стебла $A'B$ з напрямком руху сошника (віссю OY). Форма горизонтальної частини стеблевідводу задається кривою MN :

$$x = \Phi(y). \quad (1)$$

При цьому $\Phi'_y = \tan \theta$, де θ – кут, який утворює дотична до кривої MN в точці A з віссю OY . Рух стебла розкладаємо на два рухи: поступальний разом з точкою A і обертальний навколо осі AA' . На стебло діють сили: \vec{P} – ваги стебла; \vec{N}_1, \vec{N}_2 – реакції відповідно поверхні землі і стеблевідводу; \vec{F}_1, \vec{F}_2 – тертя стебла відповідно по поверхні землі і стеблевідводу. Силою опору повітря нехтуємо.

З урахуванням (1) положення стебла задається двома параметрами: координатою y_A точки A і кутом γ повороту стебла навколо осі AA' . Знайдемо зв'язок між положеннями кінців стебла – координатами x_A, y_A і x_B, y_B точок $A(x_A, y_A, h)$ та $B(x_B, y_B, 0)$ в рухомій системі координат. Згідно приведених припущень маємо:

$$(y_A - y_B)^2 + (x_A - x_B)^2 = L_{xy}^2,$$

де $L_{xy} = L \cos \alpha$, L – довжина стебла.

Так як $\frac{x_A - x_B}{y_A - y_B} = \operatorname{tg} \gamma$, то $(y_A - y_B)^2 = L_{xy}^2 \cos^2 \gamma$. Таким чином:

$$x_B = \Phi(y_A) + L_{xy} \sin \gamma, \quad y_B = y_A - L_{xy} \cos \gamma. \quad (2)$$

В подальшому індекс A в координатах x_A, y_A опускається.

Вирішення подібних задач [2, 4, 5, 6] як і в даному випадку виконують з використанням рівняння Лагранжа другого роду. Тоді в загальному вигляді отримаємо:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q}, \quad q = (y, \gamma)^T, \quad (3)$$

де T – кінетична енергія стебла;

Π – потенціальна енергія стебла;

q – вектор узагальнених координат, які визначають рух стебла;

(y, γ) – поточні координати стебла.

Визначимо кінетичну енергію стебла за формулою:

$$T = T_n + T_o, \quad (4)$$

де $T_n = \frac{m\bar{V}^2}{2}$, $T_o = \frac{\omega^m J \omega}{2}$ – відповідно кінетична енергія поступального і обертального рухів стебла.

Швидкість \bar{V} точки A , кутова швидкість обертання стебла ω та його тензор інерції J в проекціях на осі системи $OXYZ$ враховуючи (1) рівні:

$$\bar{V} = (\Phi'_y \dot{y}, \dot{y}, 0)^T, \quad \omega = (0, 0, \dot{\gamma})^T,$$

$$J = \frac{mL^2}{3} \cdot \operatorname{Diag}(1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma, 1 - \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma, \cos^2 \alpha). \quad (5)$$

Підставивши (5) в (4), отримаємо:

$$T = \frac{m(\Phi_y'^2 + 1)\dot{y}^2}{2} + \frac{mL_{xy}^2}{6} \dot{\gamma}^2. \quad (6)$$

Визначимо потенціальну енергію стебла за формулою:

$$\Pi = -\bar{P} \delta \bar{s}_C - \bar{N}_1 \delta \bar{s}_B - \bar{F}_1 \delta \bar{s}_B - \bar{N}_2 \delta \bar{s}_A - \bar{F}_2 \delta \bar{s}_A, \quad (7)$$

де $\delta \bar{s}_A, \delta \bar{s}_B, \delta \bar{s}_C$ – вектори елементарних переміщень точок прикладання відповідних сил, що діють на стебло.

При заданих елементарних переміщеннях $\delta y, \delta \gamma$ узагальнених координат маємо:

$$\delta \bar{s}_A = (\Phi'_y \delta y, \delta y, 0)^T, \quad \delta \bar{s}_B = (\Phi'_y \delta y + \delta \gamma L_{xy} \cos \gamma, \delta y + \delta \gamma L_{xy} \sin \gamma, 0)^T, \\ \delta \bar{s}_C = (\Phi'_y \delta y + \delta \gamma L_{xy} / 2 \cdot \cos \gamma, \delta y + \delta \gamma L_{xy} / 2 \cdot \sin \gamma, 0)^T. \quad (8)$$

Вектори сил, що діють на стебло:

а) сила ваги:

$$\bar{P} = (0, 0, -mg)^T, \quad (9)$$

де m – маса стебла;

g – прискорення земного тяжіння;

б) сила реакцій поверхні землі:

$$\bar{N}_1 = (0, 0, N_1). \quad (10)$$

в) сила реакцій стеблевідводу:

$$\bar{N}_2 = (-N_{xy} \cos \theta, N_{xy} \sin \theta, N_z), \quad (11)$$

де N_{xy}, N_z проекції вектора \bar{N}_2 відповідно на вісь OZ і площину OXY , θ – кут, який утворює проекція \bar{N}_{xy} з віссю OX .

г) сила тертя стебла по поверхні землі направлена по дотичній до траєкторії точки B в сторону протилежну його руху:

$$\bar{F}_1 = -\frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} (\bar{V}_B - \bar{V}_c) = -\frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} (\dot{x}_B, \dot{y}_B + V_c, 0), \quad (12)$$

де $\bar{V}_c = (0, -V_c, 0)$ – вектор швидкості руху сошника;

f_1 – коефіцієнт сили тертя при русі стебла по поверхні землі.

$$\dot{x}_B = \Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma, \quad \dot{y}_B = \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma;$$

$$|\bar{V}_B - \bar{V}_c| = \sqrt{(\Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma)^2 + (V_c + \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma)^2}.$$

д) сила тертя стебла по поверхні стеблевідводу направлена по дотичній до кривої $x = \Phi(y)$ в сторону протилежну рухові точки A :

$$\bar{F}_2 = \frac{f_2 N_2}{\sqrt{1 + \Phi_y'^2}} (\Phi'_y, 1, 0), \quad (13)$$

де f_2 – коефіцієнт сили тертя при русі стебла по поверхні стеблевідводу;

$N_2 = \sqrt{N_{xy}^2 + N_z^2}$ – модуль сили реакції стеблевідводу.

Підставивши (8)–(13) в (7) і враховуючи, що $\bar{N}_2 \perp \delta \bar{s}_A$ отримаємо:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [(\Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma)(\Phi'_y \delta y + \delta \gamma L_{xy} \cos \gamma) + \\ & + (V_c + \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma)(\delta y + \delta \gamma L_{xy} \sin \gamma)] - f_2 N_2 \sqrt{1 + \Phi_y'^2} \delta y \end{aligned} \quad (14)$$

З (6) знаходимо ліві частини рівнянь Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial T}{\partial y} = m[(\Phi_y'^2 + 1)\ddot{y} + \dot{y}^2 \Phi_{yy}''], \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}} - \frac{\partial T}{\partial \gamma} = \ddot{\gamma} \frac{mL^2}{3} \cos^2 \alpha. \quad (15)$$

З (14) знаходимо праві частини рівнянь Лагранжа:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial \Pi}{\partial \delta y} = & -\frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [(\Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma) \Phi'_y + V_c + \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma] + f_2 N_2 \sqrt{1 + \Phi_y'^2}, \\ -\frac{\partial \Pi}{\partial \delta \gamma} = & -\frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [(\Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma) L_{xy} \cos \gamma + (V_c + \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma) L_{xy} \sin \gamma]. \end{aligned} \quad (16)$$

Підставивши (15), (16) в (3), отримаємо рівняння руху стебла:

$$\begin{aligned} m[(\Phi_y'^2 + 1)\ddot{y} + \dot{y}^2 \Phi_{yy}''] = & -\frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [(\Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma) \Phi'_y + \\ & + V_c + \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma] + f_2 N_2 \sqrt{1 + \Phi_y'^2}, \\ \ddot{\gamma} \frac{m}{3} = & -\frac{f_1 N_1}{|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [(\Phi'_y \dot{y} \cos \gamma + (V_c + \dot{y}) \sin \gamma + \dot{\gamma} L_{xy})]. \end{aligned} \quad (17)$$

де $|\bar{V}_B - \bar{V}_c| = \sqrt{(\Phi'_y \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \cos \gamma)^2 + (V_c + \dot{y} + \dot{\gamma} L_{xy} \sin \gamma)^2}$.

Система (17) є системою двох рівнянь відносно чотирьох невідомих величин

y, γ, N_1, N_2 . Визначимо реакції N_1, N_2 .

Так як в площині ($AA'B$) стебло є нерухомим, то з співвідношень статки маємо

$$N_1 = N_z = \frac{mg}{2}. \quad (18)$$

З рис. 3 слідує, що $N_{xy} = f_1 N_1 \cos(\gamma - \alpha_{F_1}) \sin(\theta + \gamma)$; $\operatorname{tg} \alpha_{F_1} = \frac{V_{Bx}}{V_{By}} = \frac{\Phi'_y \dot{y} + \dot{y} L_{xy} \cos \gamma}{V_c + \dot{y} + \dot{y} L_{xy} \sin \gamma}$,

де α_{F_1} – кут, який утворює сила \bar{F}_1 з віссю OY .

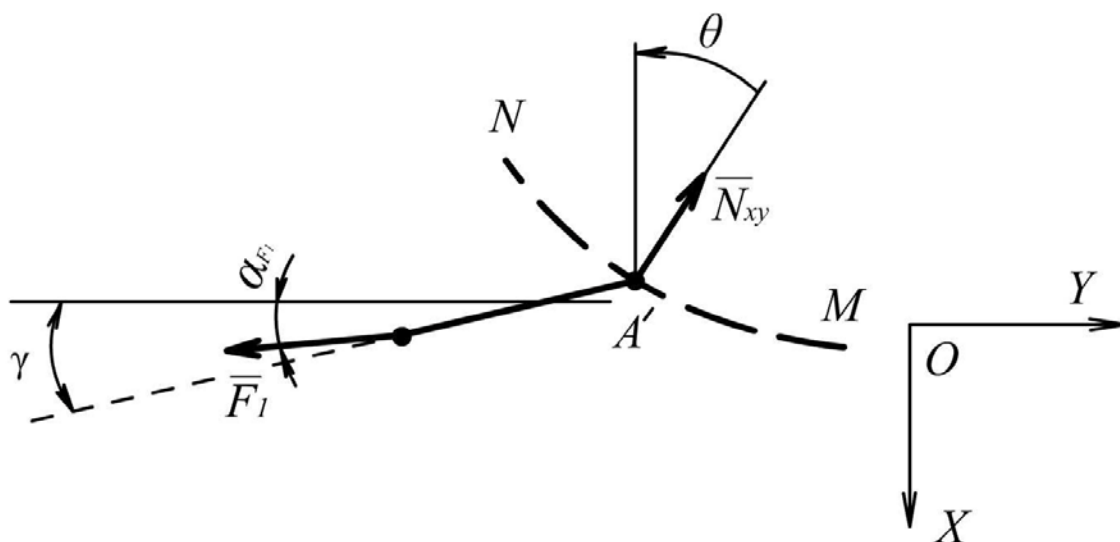


Рисунок 3 – Схема визначення реакції \bar{N}_{xy}

Таким чином:

$$N_1 = \frac{mg}{2}, \quad N_2 = \frac{mg}{2} \sqrt{[f_1 \cos(\gamma - \alpha_{V_B - V_c}) \sin(\theta + \gamma)]^2 + 1}. \quad (19)$$

Підставивши (19) в систему (17) отримаємо:

$$\begin{aligned} (\Phi_y'^2 + 1)\ddot{y} + \dot{y}^2 \Phi_{yy}'' &= -\frac{f_1 g}{2|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [V_c + (1 + \Phi_y'^2)\dot{y} + \dot{y}(\Phi_y' \cos \gamma + \sin \gamma)L_{xy}] + \\ &+ \frac{g}{2} f_2 \sqrt{[f_1 \cos(\gamma - \alpha_{V_B - V_c}) \sin(\theta + \gamma)]^2 + 1} \sqrt{1 + \Phi_y'^2}, \quad (20) \\ \ddot{y} &= -\frac{3f_1 g}{2|\bar{V}_B - \bar{V}_c|} [(\Phi_y' \dot{y} \cos \gamma + (V_c + \dot{y}) \sin \gamma + \dot{y} L_{xy})]. \end{aligned}$$

Система (20) є системою двох рівнянь з двома невідомими y і γ . Її потрібно розв'язати при граничних умовах:

$$\gamma(0) = \gamma'(0) = 0, \quad y(0) = y_0, \quad y'(0) = y'_0. \quad (21)$$

В аналітичному вигляді система (20) не розв'язується, тому для рішення застосовуємо наближений метод з використанням програмного забезпечення Mathcad. Отримані наступні графічні залежності рис. 4а-г.

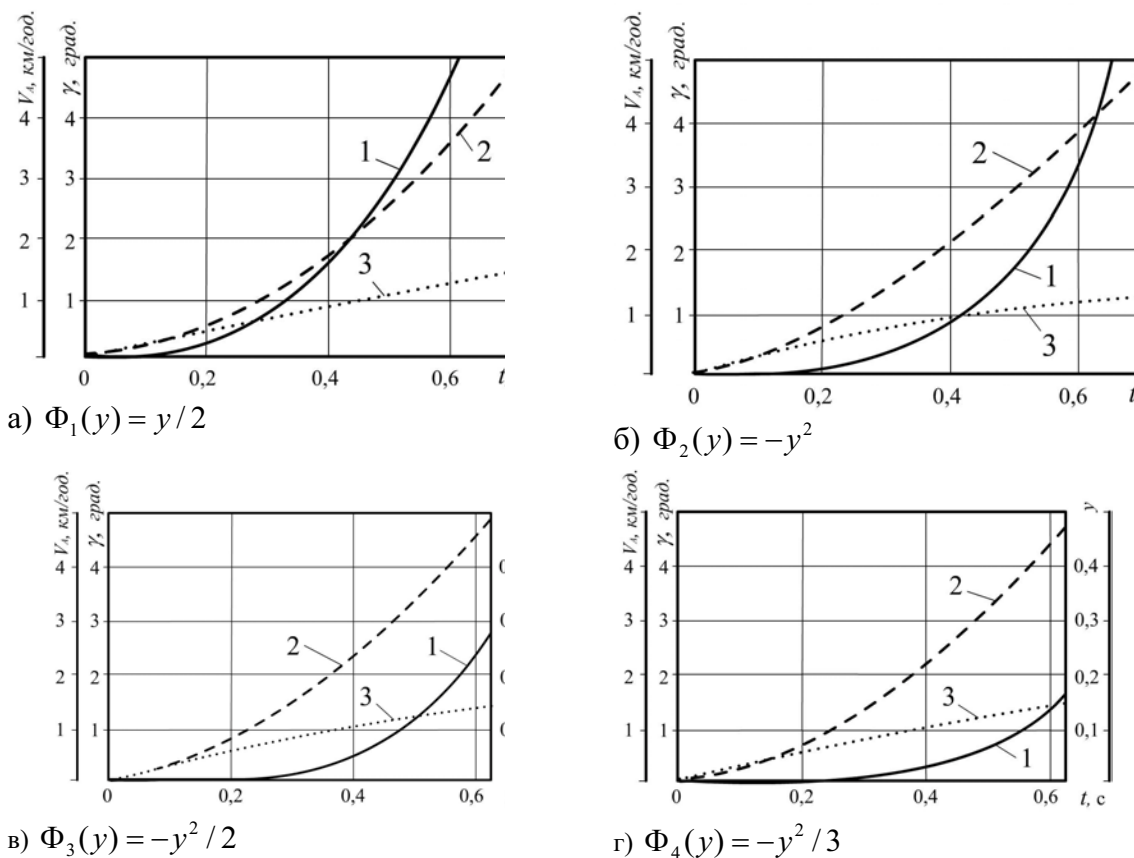


Рисунок 4 – Залежності кута повороту стебла γ в градусах (лінія - 1), координати y точки A (лінія - 2) та швидкості V_A руху точки – A по стеблевідводу (лінія - 3) від часу t при фіксованих параметрах $f_1 = 1$, $f_2 = 0,4$, $L = 0,2$ м, $V_c = 5$ км/год для різних форм стеблевідводу

Аналіз отриманих графічних залежностей показує, що під час руху стебло спочатку рухається вздовж стеблевідводу і повертається, а потім, при досягненні більш великих значень тертя по стеблевідводу повертається назад до подовжного положення.

Отримані рівняння дозволяють визначити сприятливі умови, при яких стебла відводяться в бік від стояка сошника. Оптимальним, відносно конструктивних розмірів з розглянутих форм, є випадок наведений на рис.4 в з формою стеблевідводу $\Phi_3(y) = -y^2/2$.

Список літератури

1. Сало В.М. Вибір напрямів вдосконалення сошників сівалок прямого посіву зернових культур / В.М. Сало, О.Р. Лузан // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.– Кіровоград: КНТУ, 2010, Вип. 40, Част. II.– С. 271-277.
2. Сало В.М. Обґрунтування форми стеблепідіймача сошника для прямої сівби зернових культур / В.М. Сало, О.Р. Лузан, С.Я. Гончарова, П.Г. Лузан. Вип. 21.- Том II.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011.- С. 64-74.
3. Позитивне рішення про видачу патенту на корисну модель. Україна, МПК А01С 7/20 (2006.01) Посівна секція сівалки прямого посіву / Сало В.М., Лузан П.Г., Шмат С.І., Лузан О.Р., Гончаров В.В.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2011 02758; заявл. 09.03.2011.
4. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика.– К.: Изд-во УСХА, 1992.- 512 с.
5. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко.– К.: УАСХН, 1960. – 283 с.

6. Корн Г.А. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г.А. Корн, Т.М. Корн.– М.: Наука, 1974.– 832 с.

Е.Лузан, В.Сало, В.Гончаров, П. Лузан

Исследование движения растительных остатков по горизонтальной части стеблеотвода сошника

В статье теоретически обоснованы условия движения растительных остатков по горизонтальной части стеблеотвода сошника. Получены уравнения для определения благоприятных условий, при которых они отводятся в сторону от стойки сошника. Теоретически определена оптимальная форма стеблеотвода.

E. Luzan, V. Salo, V. Goncharov, P. Luzan

Study of the motion of plant remains on the horizontal part of the vomer

In the article theoretically grounded traffic conditions plant residues on the horizontal part of the vomer. Obtain equations for determining favorable conditions under which they are assigned to the side of the rack vomer. Theoretically defined optimal form.

Одержано 25.09.11

УДК 631.365

І.О. Скриннік, канд. техн. наук, М.О. Федотова, ас., М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, О.А. Кислун, доц., канд. техн. наук, Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Гідродинамічна модель процесу сушіння насіння сільськогосподарських культур для продовольчих потреб

Наведено теоретичні дослідження для визначення параметрів киплячого шару в залежності від параметрів сушарки для отримання раціональних параметрів процесу сушіння. Теоретичні дослідження направлені на зменшення енергетичних витрат

шпаруватість, агент сушіння, гідродинамічна модель

Однією з першочергових задач дослідження параметрів процесу сушіння насінневих культур у стані кипіння є вивчення впливу переміщень агента сушіння. Аналіз наукових праць А.П. Гержоя, А.В. Ликова, С.Д. Птіцина, [1-3] показує значний вплив швидкості агента сушіння на параметри, структуру та гідродинаміку процесу. На сьогоднішній день процес кипіння насінневого матеріалу не достатньо вивчений [4-5]. Саме тому виникає задача визначення закономірності розширення шпаруватості киплячого шару $\varepsilon_{ш}$ від зміни параметрів процесу (швидкості агента сушіння U_a та утворення повітряних просторів, частоти виникнення та розмірів повітряних просторів ω_m , площі шлейфу $S_{шл}$ та насіння (товщини, ширини, довжини, зведеного діаметра) та густини ρ_n, d , тобто, знайти залежність:

$$\varepsilon_{ш} = f(U_a, U_o, D_m, \rho_n, S_{шл}, d, \omega_m). \quad (1)$$

6. Корн Г.А. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г.А. Корн, Т.М. Корн.– М.: Наука, 1974.– 832 с.

Е.Лузан, В.Сало, В.Гончаров, П. Лузан

Исследование движения растительных остатков по горизонтальной части стеблеотвода сошника

В статье теоретически обоснованы условия движения растительных остатков по горизонтальной части стеблеотвода сошника. Получены уравнения для определения благоприятных условий, при которых они отводятся в сторону от стойки сошника. Теоретически определена оптимальная форма стеблеотвода.

E. Luzan, V. Salo, V. Goncharov, P. Luzan

Study of the motion of plant remains on the horizontal part of the vomer

In the article theoretically grounded traffic conditions plant residues on the horizontal part of the vomer. Obtain equations for determining favorable conditions under which they are assigned to the side of the rack vomer. Theoretically defined optimal form.

Одержано 25.09.11

УДК 631.365

І.О. Скриннік, канд. техн. наук, М.О. Федотова, ас., М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, О.А. Кислун, доц., канд. техн. наук, Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Гідродинамічна модель процесу сушіння насіння сільськогосподарських культур для продовольчих потреб

Наведено теоретичні дослідження для визначення параметрів киплячого шару в залежності від параметрів сушарки для отримання раціональних параметрів процесу сушіння. Теоретичні дослідження направлені на зменшення енергетичних витрат

шпаруватість, агент сушіння, гідродинамічна модель

Однією з першочергових задач дослідження параметрів процесу сушіння насіннєвих культур у стані кипіння є вивчення впливу переміщень агента сушіння. Аналіз наукових праць А.П. Гержоя, А.В. Ликова, С.Д. Птіцина, [1-3] показує значний вплив швидкості агента сушіння на параметри, структуру та гідродинаміку процесу. На сьогоднішній день процес кипіння насіннєвого матеріалу не достатньо вивчений [4-5]. Саме тому виникає задача визначення закономірності розширення шпаруватості киплячого шару $\varepsilon_{ш}$ від зміни параметрів процесу (швидкості агента сушіння U_a та утворення повітряних просторів, частоти виникнення та розмірів повітряних просторів ω_m , площі шлейфу $S_{шл}$ та насіння (товщини, ширини, довжини, зведеного діаметра) та густини ρ_n, d , тобто, знайти залежність:

$$\varepsilon_{ш} = f(U_a, U_o, D_m, \rho_n, S_{шл}, d, \omega_m). \quad (1)$$

Розглянемо шпаруватість шару як середню об'ємну концентрацію агента сушіння в киплячому шарі. Загальну шпаруватість повітряного простору в неперервній фазі ε_n представимо як середню об'ємну концентрацію сферичних включень (повітряних просторів), котрі мають шпаруватість шлейфа $\varepsilon_{шл}$, частинки об'єму повітряного простору, зайнятого шлейфом $S_{шл}$ [6-7].

$$\varepsilon_{ш} = \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n \varepsilon_{ш} = \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n (1 - S_{шл}) + \varphi_n \varepsilon_{шл} S_{шл}, \quad (2)$$

де $\varepsilon_{шл}$ – шпаруватість шлейфа;

$S_{шл}$ – площа шлейфа, м²;

φ_n – об'ємна концентрація повітряного простору;

ε_n – шпаруватість у неперервній фазі;

$\varepsilon_{ш}$ – шпаруватість повітряного простору.

Тоді у виразі для середньої шпаруватості киплячого середовища в цілому ($\varepsilon_{ш}$) залишається тільки одне невідоме – шпаруватість основної зони шару $\varepsilon_{ш2}$, тобто:

$$\langle \varepsilon_{ш} \rangle \leq (1 + 2\varepsilon_{ш2}) / 3. \quad (3)$$

Оскільки в основній зоні $dP_{on2} / dz = 0$, приймаємо, $\varepsilon_{ш2} = \varepsilon_{n2}$. Тоді з урахуванням (3) отримаємо :

$$\varepsilon_{ш2} = \varepsilon_{n2} [1 - \varphi_{n2} (1 - S_{ш2})] + \varphi_{n2} (1 - S_{ш2}). \quad (4)$$

Для визначення параметрів, котрі входять у рівняння (2), що описує розподіл агента сушіння по фазах у киплячому шарі, V_a – об'ємну витрату агента сушіння в апараті представимо у вигляді:

$$V_a = V_{ан} + V_{ад}. \quad (5)$$

де $V_{ан}$ – витрата агента сушіння в неперервній фазі,

$V_{ад}$ – витрата агента сушіння в дискретній фазі.

Умову збереження сумарного потоку агента сушіння в киплячому шарі (середній потік в шарі) отримаємо у вигляді :

$$U_a = U_{ан} \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n (U_{mn} + U_{кнн}), \quad (6)$$

де $U_{ан}$ – швидкість агента сушіння в неперервній фазі, м/с;

U_{mn} – швидкість підйому повітряного простору, м/с;

$U_{кнн}$ – швидкість наскрізного потоку відносно повітряного простору, м/с.

Швидкість руху повітряних просторів агента сушіння U_n , (згідно [7]), представимо у вигляді:

$$U_n = \left(1 - \frac{S_{\text{шл}} \varphi_n}{1 - \varphi_n} \frac{1 - \varepsilon_{\text{шл}}}{1 - \varepsilon_n} \right) U_{mn}, \quad (7)$$

де U_{mn} – швидкість руху повітряного простору м/с.

Для визначення величини U_{mn} використовуємо формулу Девіса -Тейлора [7]:

$$U_{onn} = 0,711 \sqrt{gD_{onn}}, \quad (8)$$

де D_{onn} – еквівалентний діаметр одиничного повітряного простору [7], що визначається за формулою:

$$D_{onn} = 1,4 \rho_n d N z + D_{mn}, \quad (9)$$

де z – змінна координата (висота), м;

I – число кипіння;

d – діаметр насінини, м;

D_{mn} – початковий діаметр повітряного простору, м.

Оскільки прийнято $\varepsilon_{\text{шл}} = \varepsilon_n$, $U_n = \left(1 - \frac{S_{\text{шл}} \varphi_n}{1 - \varphi_n} \right) U_{onn}$ і вираз (7) представимо у вигляді:

$$U_{ac} = U_a \varepsilon_n (1 - \varphi_n) + \varphi_n \left(1 - \frac{S_{\text{шл}} \varphi_n}{1 - \varphi_n} \right) U_{onn}. \quad (10)$$

Швидкість частинок насінин $U_{nчн}$ в безперервній фазі киплячого шару набуває вигляду:

$$U_{nчн} = 1,741 \frac{v_a}{d} \sqrt{Ar \varepsilon_n}, \quad (11)$$

де v_a – кінематична в'язкість агента сушіння, Стокс;

Ar – Архімедова сила.

Потік насінин має середню швидкість :

$$U_{nчн} = \frac{S_{\text{шл}} (1 - \varepsilon_{\text{шл}}) \varphi_n}{(1 - \varepsilon_n)(1 - \varphi_n)} U_{об} \approx \frac{S_{\text{шл}} \varphi_n}{(1 - \varphi_n)} 0,711 \sqrt{gD_{об}}. \quad (12)$$

Прирівнявши вирази (11) та (12), після нескладних перетворень отримаємо формулу для визначення площі шлейфа :

$$S_{\text{шл}} = k_{ш} \frac{(1 - \varphi_n) v_a}{\varphi_n d} \sqrt{\frac{Ar \varepsilon_n}{gD_{об}}}, \quad (13)$$

де k_{uu} – коефіцієнт, що враховує діаметр насіння та їх форму, $k_{uu} = 0,014$ [7].

З умови зберігання сумарного потоку агента сушіння в киплячому шарі виразимо об'ємний потік агента сушіння в повітряному просторі через відомі параметри :

$$V_{mn} = V_{ac} - V_{an} = U_{ac} S_a - U_{an} \varepsilon_n (1 - \varphi_n) S_a, \quad (14)$$

де V_a – об'ємна витрата агента сушіння в апараті, м³/с;

V_{an} – витрата агента сушіння у неперервній фазі, м³/с;

U_a – швидкість агента сушіння, м/с;

S_a – площа апарата, м²;

З іншого боку, вираз для V_o представимо у вигляді:

$$V_{mn} = \omega_{mn} (1 - S_{ubl}) V_{omn}, \quad (15)$$

де ω_{mn} – частота проходження повітряного простору, с⁻¹;

V_{mn} – об'єм одиничного повітряного простору, м³

Об'єм одиничного простору дорівнює:

$$V_{mn} = \frac{\pi D_{III}^3}{6} (1 - S_{ubl}). \quad (16)$$

Після перетворень (15) та (16) отримаємо вираз для об'ємної концентрації повітряних просторів:

$$\varphi_n = 1 - \frac{U_{ac} S_a - \omega_{mn} (1 - S_{ubl}) V_{mn}}{U_{an} S_a \varepsilon_n}. \quad (17)$$

Шпаруватість в основній зоні киплячого шару в цілому (в безперервній фазі, повітряному просторі та його шлейфах)

$$\varepsilon_{uu} = \varepsilon_n + (1 - \varepsilon_n) (1 - S_{ubl}) \left(1 - \frac{U_{ac} S_a - \omega_{mn} (1 - S_{ubl}) V_{mn}}{U_{an} S_a \varepsilon_n} \right). \quad (18)$$

Частоту проходження повітряних просторів ω_{nb} , пов'язану з основною частиною пульсацій тиску, приймаємо згідно з [9] :

$$\omega_{mn} = \frac{1}{\tau_{mn}}. \quad (19)$$

Оскільки $U_{mn} = 0,711 \sqrt{g D_{mn}}$, то

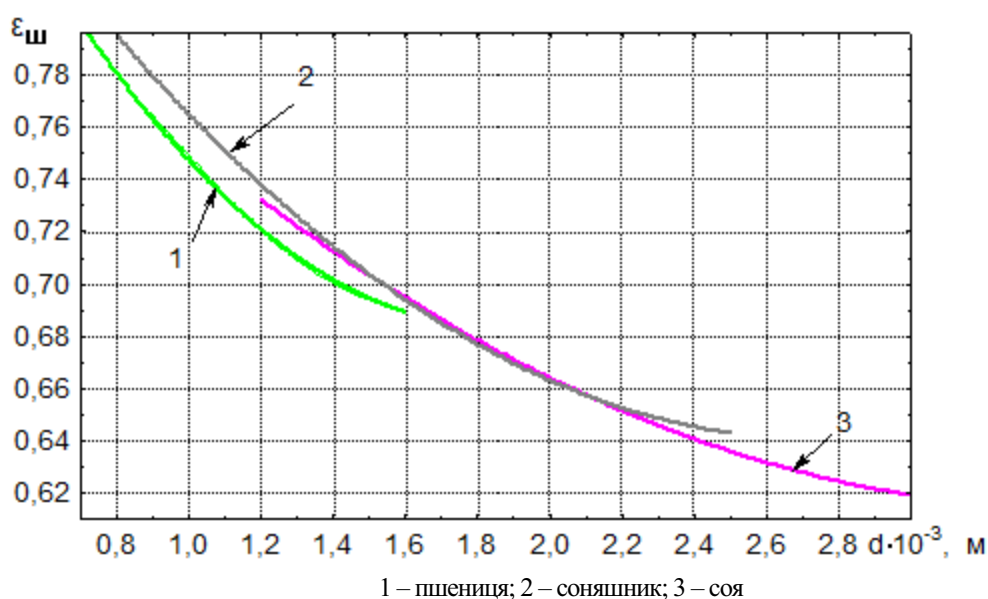
$$\omega_{mn} = \frac{U_{mn}}{h_o} = 0,711 \frac{\sqrt{gD_m}}{h_o}. \quad (20)$$

Залежність між шпаруватістю в неперервній фазі ε_n та швидкістю агента сушіння в неперервній фазі U_{an} виразимо з формули Ергана [7]:

$$U_{an} = U_{en} \left(\frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_o} \right)^{1,5} \left(\frac{1-\varepsilon_o}{1-\varepsilon_n} \right)^{0,5}, \quad (21)$$

де U_{en} – швидкість витання насіння, м/с.

Залежність шпаруватості шару $\varepsilon_{ш}$ від приведенного діаметра d насінини зображено на рис. 1.



1 – пшениця; 2 – сояношник; 3 – соя

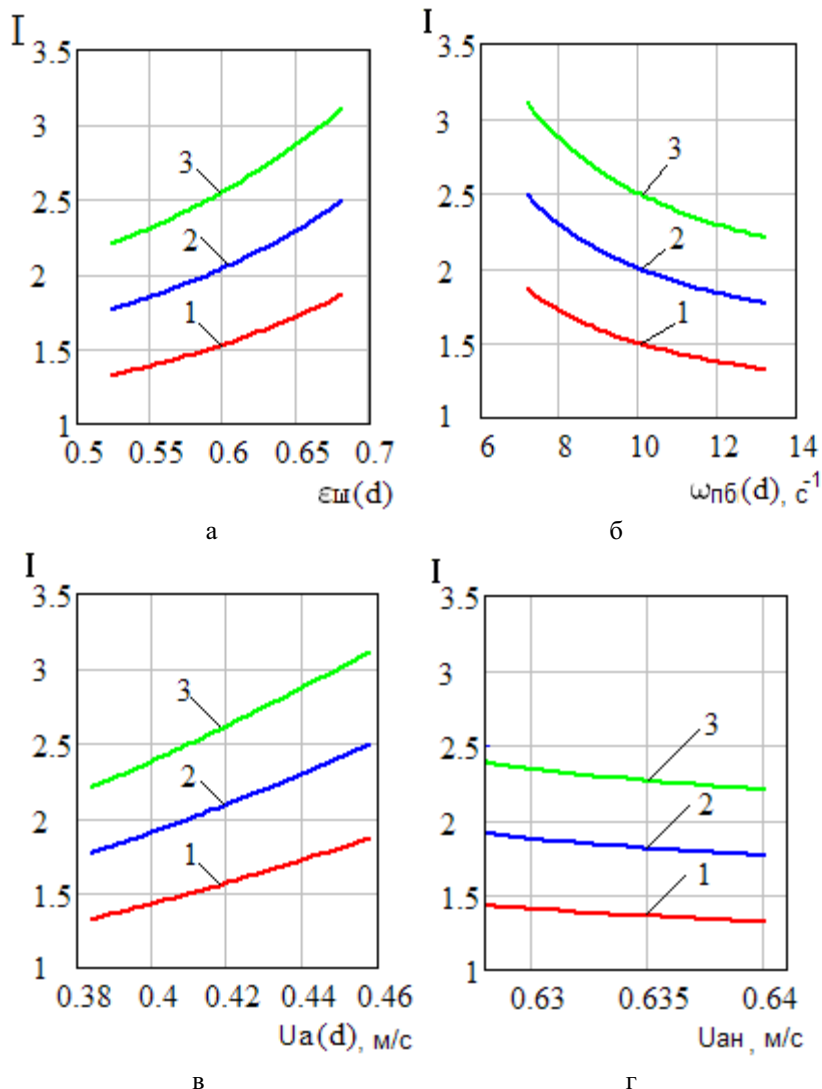
Рисунок 1 – Залежність шпаруватості шару ($\varepsilon_{ш}$) від приведенного діаметра (d) насінини різних культур
Закономірність зміни шпаруватості киплячого шару відносно крупних насінин залежно від зміни швидкості агента сушіння в апараті $\varepsilon_{ш} = f(U_a)$ для невеликих чисел кипіння I ($2 \leq I \leq 7$) має вираз :

$$\varepsilon_{ш} \leq \frac{1}{3} + \frac{2}{3} \left(\varepsilon_n + (1-\varepsilon_n)(1-S_{шл}) \left(1 - \frac{U_{ac}S_a - \omega_{mn}(1-S_{шл})V_m}{U_{an}S_a\varepsilon_n} \right) \right). \quad (22)$$

Кінцева закономірність відносного розширення неоднорідного киплячого шару крупних насінин має вигляд :

$$I = \frac{1,5(1-\varepsilon_o)}{\left(\varepsilon_n + (1-\varepsilon_n)(1-S_{шл}) \left(1 - \frac{U_{ac}S_a - \omega_{mn}(1-S_{шл})V_m}{U_{an}S_a\varepsilon_n} \right) \right)}. \quad (23)$$

Якщо проаналізувати складові формули (22), то можна прийти до висновку, що більшість з них, а саме U_a (6), U_{an} (21), $S_{шт}$ (13), $\omega_{пб}$ (20) залежні від еквівалентного діаметра одиничного повітряного простору D_m (9), який у свою чергу залежить від приведеного діаметра насінини d . Чисельний розрахунок виконаний за допомогою пакета прикладних програм MathCAD. На підставі нього отримані такі графічні залежності (рис. 1 – 2).



а – від шпаруватості ($\epsilon_{шт}$); б – від частоти пульсації повітряних просторів ($\omega_{пб}$);
 в – від швидкості агента сушіння (U_{ac}); г – від швидкості агента сушіння у неперервній фазі (U_{an}).
 1 – пшениця; 2 – соняшник; 3 – соя

Рисунок 2 – Залежність ступеня розширення насінневого шару(I):

Аналіз отриманих результатів показує:

1. Побудована гідродинамічна залежність киплячого середовища частинок враховує вплив на розширення шару як швидкості агента сушіння в міні- зерносушарці, так і основних параметрів неперервної та дискретної фази киплячого шару. Із нерівності (23) та залежностей випливає, що розмір повітряних просторів, частота їх проходження та обмін між фазами у киплячому середовищі взаємопов'язані і залежать від параметрів процесу (швидкості агента сушіння та утворення повітряних просторів, частоти виникнення, розмірів повітряних просторів, площі шлейфа), а також насінини (товщини, ширини, довжини, еквівалентного діаметра і густини).

2. Температурний напір між поверхнею нагріву та частинками у прикаскадній зоні є величиною змінною у зв'язку зі зміною середньої температури цих частинок. Тепловий потік

на межі частинки з поверхнею нагріву, в основному, передається теплопровідністю через повітряний прошарок між каскадом та частинками. Повітряний прошарок переривається і знову формується в кожній точці контакту частинок зі стінкою. Товщина цих прошарків неоднакова в різних місцях, їх середній розмір залежить від пульсацій швидкості агента сушіння та частоти зміни частинок, розміру часток d та шпаруватості $\varepsilon_{ш}$, тобто, від параметрів, які обумовлюють інтенсивність процесу переносу теплоти.

Список літератури

1. Гержой А. П., Самочетов. В. Д. Зерносушение / А.П. Гержой, В.Д. Самочетов // – М.: Загод. издат, 1951. – 142 с.
2. Лыков А.В. Теория сушки / А.В. Лыков // – М.: Энергия, 1968. – 471 с.
3. Птицын С.Д. Сушка зерна / С.Д. Птицын // – М.: «Высшая школа», 1967. – 164 с.
4. Дворецкий С.М., Королев В.Н., Нагорнов. С.А., Таров. В.П. Техника и технология псевдоожижения: гидродинамика и теплообмен с погруженными телами / С.М. Дворецкий, В.Н. Королев, С.А. Нагорнов, В.П. Таров // – Тамбов 2005. – 168 с.
5. Королев В.Н. Структура псевдоожиженного слоя вблизи погруженной в него поверхности / В.Н. Королев // Журнал прикладной химии. – 1973. т 46. № 9. – С. 1956 – 1960.
6. Забродский С.С. О гидравлических сопротивлениях слоя при псевдоожижении в конических аппаратах / С. С Забродский // Инж.-физ. журнал : – 1961. №2. – С. 92 – 94.
7. Станкевич Г.М., Страхова Т.В., Атаназевич В.І. Сушіння зерна. / Г.М. Станкевич, Т.В. Страхова, В.І. Атаназевич // – К.: Либідь, 1997. – 352 с.
8. Тихонов В.Д. Виды теплообмена между агентом сушки и зерновым материалом / В.Д. Тихонов // Математическое моделирование механических явлений: материалы науч.-техн. конф., 25 – 26 мая 2007 г. / ГОУ ВПО Уральский государственный горный ун-т. – Екатеринбург, 2007. – 254 с.
9. Скриннік І.О. Обґрунтування параметрів зерносушарки каскадного типу для обробки насіння у киплячому шарі. – Дис... канд. техн. наук 05.05.11 – Кіровоград: КНТУ, 2010 – 140 с.

И. Скринник, М. Федотова, Н. Петренко, О. Кислун, Д. Богатырёв

Гидродинамическая модель процесса сушки семян сельскохозяйственных культур для продовольственных нужд

Приведены теоретические исследования для определения параметров кипящего слоя в зависимости от параметров сушиллки для получения рациональных параметров процесса сушки. Теоретические исследования направлены на уменьшение энергетических затрат

I. Skrunnik, M. Fedotova, M. Petrenko, O. Kyslun, D. Bogatyryov

Hydrodynamic model of the drying process of seed crops for food purposes

An theoretical study to determine the parameters of a boiling layer, depending on drying parameters for rational parameters of the drying process. Theoretical studies directed to reduce energy costs.

Одержано 25.09.11

УДК 681.17; 681.5.015

**Ю.М. Пархоменко, ас., В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук,
М.Д. Пархоменко, доц.**

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення математичної моделі процесу формування зернового потоку на виході котушкового висівного апарата

Визначено математичну модель процесу формування зернового потоку на виході котушкового висівного апарата, як функцію щільності та продуктивності сумарного потоку від часу.
динаміка формування зернового потоку, щільність, продуктивність, котушковий висівний апарат

Актуальність та мета теоретичного дослідження. Дослідження технологічного процесу формування зернового потоку є актуальним від початку створення першої сівалки і до сьогоднішнього дня. Це пов'язано із зміною кліматичних умов, технології сівби, агротехнічних вимог та конструктивних параметрів сівалок. Перші основи теорії сівби знайшли своє відображення в роботах В. П. Горячкіна, М. Н. Летошнева, М. Х. Пігулевського, А. Н. Семенова [6]. Сьогодні багато уваги приділяється розвитку теорії технологічного процесу висіву насіння, особливо для сівалок точного висіву. Найбільш повно вона відображається в роботах П. В. Сисоліна [2,3], П. М. Заїки [1] та інших авторів. В той же час, розробці засобів реєстрації та комп'ютерної ідентифікації процесу висіву встановленим агротехнічним вимогам процесу формування та переміщення зерна приділяється ще недостатньо уваги. Тому розгляд цього питання є особливо актуальним. Матеріали даної публікації стосуються виконання науково-дослідної роботи “Система комп'ютерної ідентифікації технологічного процесу висіву насіння зерновими сівалками” (державний реєстраційний номер 0107U005469), спрямованої на розв'язання даної проблеми. Визначення вимог до пристроїв реєстрації базується на результатах дослідження динамічних та статистичних параметрів зернового потоку. Так як найбільш складним для реєстрації є зерновий потік, що формується котушковими висівними апаратами, то для визначення цих вимог необхідно дослідити весь процес формування і переміщення вказаного потоку від моменту скидання до дна борозни.

Одним з найважливіших етапів у технологічному процесі висіву є формування зернового потоку на виході висівного апарата, так як у більшості конструкцій сівалок транспортування насіння до дна борозни здійснюється шляхом вільного падіння. Тому постає нагальна потреба у визначенні параметрів сформованого потоку на початку етапу його транспортування з використанням пристроїв реєстрації, які не впливають на характер його руху. Задачею даної статті є визначення моделі формування зернового потоку на виході котушкового висівного апарата, як функції часу.

Динаміка формування примусової частки потоку одним жолобком. Потік на виході котушкового висівного апарата складається з примусової та активної часток, тому при дослідженні сумарного потоку, необхідно визначити процес формування кожної з його складових.

Для того, щоб визначити залежність щільності $\lambda_j(t)$ та продуктивності $q_j(t)$

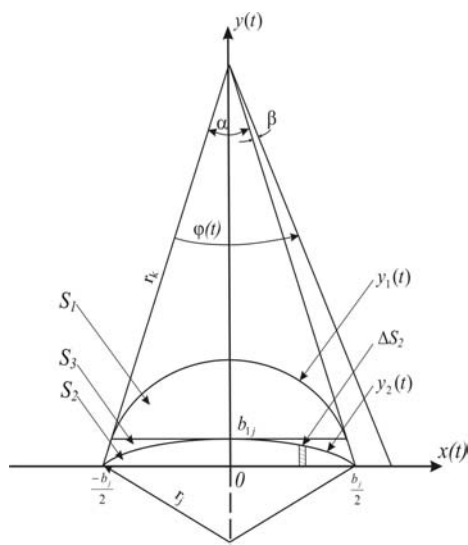


Рисунок 1 - Схема для визначення залежності змінних від часу

потoku насіння, що висівається жолобком на дузі кута $\alpha + \beta$ від часу – розмістимо початок координат $X \cdot Y$ в центрі жолобка, а початок кута φ - від радіуса котушки, проведеного до початку жолобка (рис. 1).

Залежність координати X від часу $X(t)$, в заданому діапазоні, визначається виразом (1):

$$x(t) = b_j \cdot \frac{\sin(\omega_k \cdot t - \frac{\alpha}{2})}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (1)$$

де ω_k - кутова частота обертання котушки;

b_j - ширина жолобка в міліметрах;

α - центральний кут жолобка; β -

центральний кут ребра котушки;

r_j - радіус жолобка.

Сумарний зерновий потік на виході котушкового апарату складається з примусової та активної часток [2,3] рис.2.

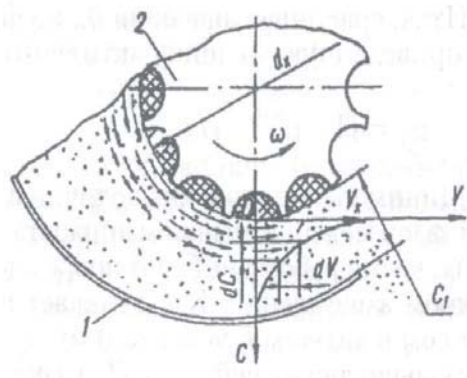


Рисунок 2 - Схема роботи

Площа поперечного перерізу кожного сегмента жолобка обмежена знизу прямою $y = 0$, а зверху – кривою $y_i(t)$, де i - номер сегмента ($i = 1, 2, 3$). Тоді щільність насіння $\lambda_i(t)$, що висівається кожним сегментом жолобка в довільний момент часу, пропорційна значенню кривої $y_i(t)$, що її обмежує.

Визначення характеру внеску кожного окремого сегменту в примусовий потік показало, що продуктивність третього сектору змінюється лінійно і вплив його на динаміку розвантаження жолобка не значний, тому, для спрощення розрахунків, його площу було віднесено до першого сегменту.

В результаті були визначені формули розрахунку рівняння кривої $y_1(t)$, що обмежує сегмент, площі перерізу $S_1, \text{мм}^2$, щільності в одиницю часу $\lambda_1(L_k, t) \text{ ум} / \text{с}$, щільності $f_1(L_k, t) \text{ ум} / \text{с}$ в інтервалі $\Delta t = 0,02 \text{с}$, та продуктивності $q_1(L_k, t) \text{ ум} / \text{с}$ описуються виразами (2)

$$y_1(t) = \begin{cases} \sqrt{r_j^2 - x(t)^2} - \sqrt{r_{jk}^2 - \frac{b_j^2}{4}}, & \text{якщо } 0 \leq \omega_k \cdot t \leq \alpha \\ 0, & \text{якщо } \alpha < \omega_k \cdot t < \alpha + \beta \end{cases}$$

$$S_1 = \int_0^{\tau_j} y_1(t) \cdot x'(t) \cdot dt; \quad S_1 = 31,71 \text{мм}^2;$$

$$\lambda 1(L_k, t) = y1(t) \cdot x'(t) \cdot L_k \cdot \mu \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\gamma}{A}; \quad f1(L_k, t) = \lambda 1(L_k, t) \cdot \Delta t; \quad (2)$$

$$q1(L_k, t) = \int_0^t \lambda 1(L_k, t) \cdot dt,$$

де $x'(t)$ - похідна від змінної $x(t)$, $x'(t) = b_j \cdot \omega_k \cdot \frac{\cos(\omega_k \cdot t - \frac{\alpha}{2})}{2 \cdot \sin(\frac{\alpha}{2})}$; $t_d = \frac{(\frac{\alpha}{2}) - \phi}{\omega_k}$,

$t_d = 0,0002c$, $t_h = \frac{(\frac{\alpha}{2}) + \phi}{\omega_k}$, $t_h = 0,1009c$ - значення нижнього та верхнього

кордонів сегмента $S1$, де: $\phi = \arctan\left(\frac{b1_j}{2 \cdot H1}\right)$, $H1 = \frac{b_j}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} - \frac{b_j - b1_j}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$.

Рівняння кривої $y2(t)$, що обмежує сегмент, площі перерізу $S2$, mm^2 , щільності в одиницю часу $\lambda 2(L_k, t) um/c$, щільності $f2(L_k, t) um/c$ в інтервалі $\Delta t = 0,02c$ та продуктивності $q2(L_k, t) um/c$ описуються виразами (3)

$$y2(t) = \begin{cases} \sqrt{r_k^2 - x(t)^2} - \sqrt{r_k^2 - \frac{b_j^2}{4}} & , \text{ якщо } 0 \leq \omega_k \cdot t \leq \alpha ; \\ 0 & , \text{ якщо } \alpha < \omega_k \cdot t < \alpha + \beta \end{cases}$$

$$\lambda 2(L_k, t) = y2(t) \cdot x'(t) \cdot L_k \cdot \mu \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\gamma}{A}; \quad f2(L_k, t) = \lambda 2(L_k, t) \cdot \Delta t; \quad (3)$$

$$S2 = \int_0^{T_j} y2(t) \cdot x'(t) \cdot dt; \quad S2 = 4,035 mm^2; \quad q2(L_k, t) = \int_0^t \lambda 2(L_k, t) \cdot dt.$$

Щільність потоку насіння, що вивантажується усім жолобком в одиницю часу $\lambda 1_j(L_k, t)$, um/c , щільність $f1_j(L_k, t)$, um/c в інтервалі $\Delta t = 0,02c$ (рис.3) та продуктивність $q1_j(L_k, t)$, um/c (рис.4), як функції часу, описуються виразами (4)

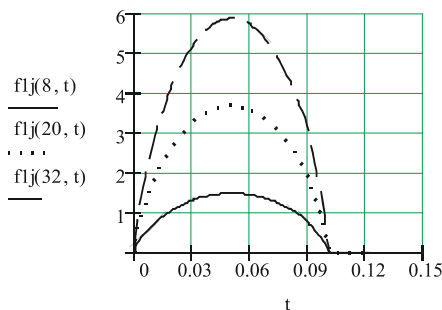


Рисунок 3 – Графік щільності $f1_j(L_k, t)$

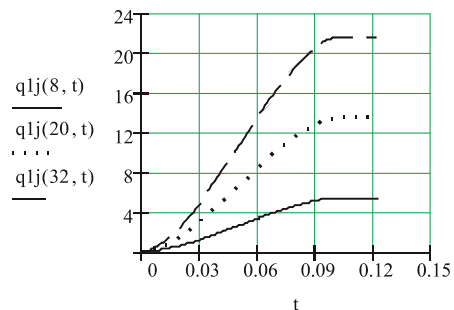


Рисунок 4 – Графік продуктивності $q1_j(L_k, t)$

$$\lambda 1_j(L_k, t) = \lambda 1(L_k, t) + \lambda 2(L_k, t); \quad f1_j(L_k, t) = \lambda_j(L_k, t) \cdot \Delta t; \quad q1_j(L_k, t) = \int_0^t \lambda_j(L_k, t) \cdot dt. \quad (4)$$

Динаміка формування активної частки потоку в зоні дії одного жолобка. Щільність активного шару насіння $\lambda_a(L_k, t)$, um/c в одиницю часу, щільність $f_a(L_k, t)$, um/c в інтервалі $\Delta t = 0,02c$ та продуктивність $q_a(L_k, t)$, um/c описуються виразами (5). Графіки щільності $f_a(L_k, t)$, um/c та продуктивності $q_a(L_k, t)$, um/c за період дії одного жолобка T_j представлені на рис.5 та рис.6.

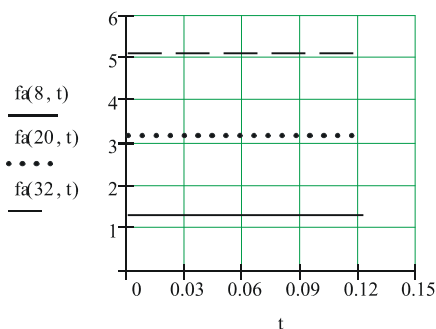


Рисунок 5 – Графік щільності $f_a(L_k, t)$

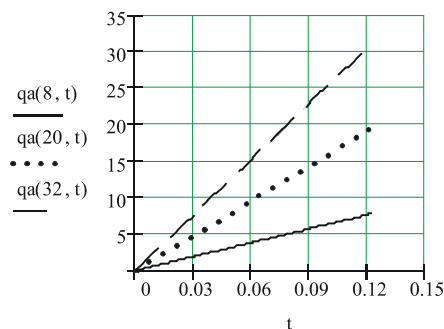


Рисунок 6 – Графік продуктивності $q_a(L_k, t)$

$$\lambda_a(L_k, t) = \frac{\gamma \cdot 10^{-3} \cdot L_k \cdot V_k \cdot (1 - e^{-b_0 \cdot C_1})}{b_0 \cdot A} = \frac{\gamma \cdot 10^{-3} \cdot L_k \cdot \pi \cdot d_k \cdot (1 - e^{-b_0 \cdot C_1})}{T_k \cdot b_0 \cdot A}; \quad (5)$$

$$f_a(L_k, t) = \lambda_a(L_k, t) \cdot \Delta t; \quad q_a(L_k, t) = \int_0^t \lambda_a(L_k, t) dt.$$

Динаміка формування сумарного потоку в зоні дії одного жолобка. Сумарна щільність примусового та активного потоку насіння $f(L_k, t)$, um/c в інтервалі $\Delta t = 0,02c$ та його продуктивність $q(L_k, t)$, um/c , як функції часу, визначені за термін дії одного жолобка визначаються виразами (6) і представлені на рис.7 та рис.8.

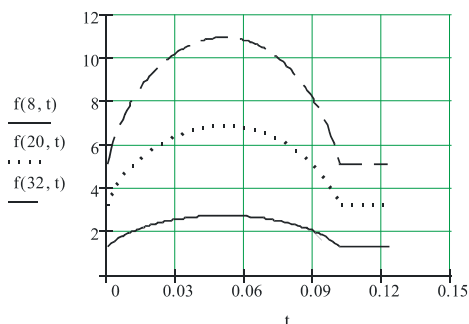


Рисунок 7 – Графік щільності $f(L_k, t)$ потоку, що створюється одним жолобком

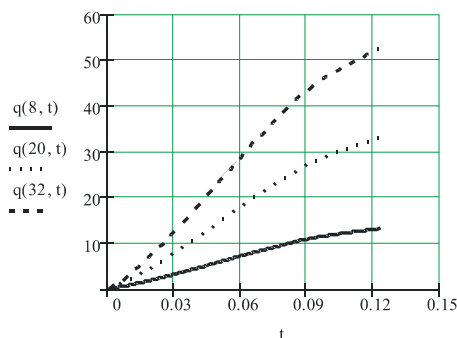


Рисунок 8 – Графік продуктивності $q(L_k, t)$ потоку, що створюється одним жолобком

$$f(L_k, t) = (\lambda_{1j}(L_k, t) + \lambda_a(L_k, t)) \cdot \Delta t; \quad q(L_k, t) = \int_0^t (\lambda_{1j}(L_k, t) + \lambda_a(L_k, t)) \cdot dt. \quad (6)$$

Для забезпечення рівномірності розвантаження сумарного потоку вздовж робочої довжини котушки торець денця висівного апарата, в місці скидання насіння, має форму гвинтової лінії, нахил і довжина якої наближена до гіпотенузи трикутника з катетами $L_k \max = 32mm$ та $\pi \cdot d_k / z = 13,1mm$.

Динаміка формування зернового потоку на виході висівного апарата. Так як зерновий потік на виході висівного апарата послідовно формується жолобками в результаті неперервного обертання котушки, то його можна моделювати періодичними функціями. Для цього введемо функцію $\phi(k, t)$ - кута обертання котушки, значення якої повторюються з періодом $T_j = \frac{(\alpha + \beta)}{\omega_k}$, що дорівнює часу дії одного жолобка, і визначимо через неї координату $x(k, t)$, де: $k = 0, 1, 2, \dots, n$; $t \in (0 \div \infty)$ (7):

$$\phi(k, t) = \omega_k \cdot t - k \cdot (\alpha + \beta), \text{ якщо } k \cdot T_j \leq t \leq (k + 1) \cdot T_j; \quad x(k, t) = \frac{\sin\left(\phi(k, t) - \frac{\alpha}{2}\right)}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}. \quad (7)$$

Виходячи з означеного, рівняння кривих $y1(k, t)$ та $y2(k, t)$, що обмежують перший та другий сегменти жолобка, щільність примусового потоку $\lambda_j(k, L_k, t)$, $шт/с$ в одиницю часу, продуктивність k -го жолобка $q1_j(k, L_k, t)$, $шт/с$, продуктивність нульового жолобка $q0_j(L_k)$, $шт$ за період T_j та продуктивність примусового потоку $q_j(k, L_k, t)$, $шт/с$ за довільний термін часу описуються виразами (8). Залежність $x(t)$, як періодичної функції (7) представлено на (рис.9):

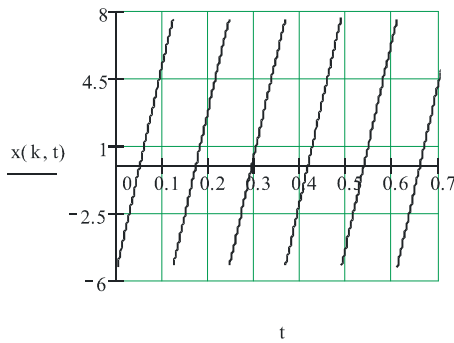


Рисунок 9 – Графік залежності $x(k, t)$

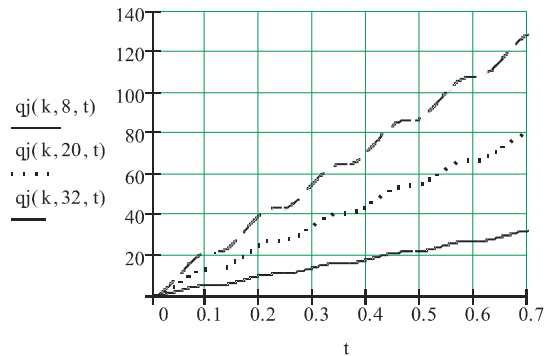


Рисунок 10 – Продуктивність примусового потоку

$$y1(k, t) = \begin{cases} \sqrt{r_j^2 - x(k, t)^2} - \sqrt{r_j^2 - \frac{b_j^2}{4}} & , \text{ якщо } 0 \leq \phi(k, t) \leq \alpha ; \\ 0 & , \text{ якщо } \alpha < \phi(k, t) < \alpha + \beta \end{cases}$$

$$y2(k, t) = \begin{cases} \sqrt{r_k^2 - x(k, t)^2} - \sqrt{r_k^2 - \frac{b_j^2}{4}} & , \text{ якщо } 0 \leq \phi(k, t) \leq \alpha ; \\ 0 & , \text{ якщо } \alpha < \phi(k, t) < \alpha + \beta \end{cases}$$

$$\lambda_j(k, L_k, t) = (y1(k, t) + y2(k, t)) \cdot x'(t) \cdot L_k \cdot \mu \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\gamma}{A}; \quad (8)$$

$$q1_j(k, L_k, t) = \int_{t_d(k)}^t \lambda_j(k, L_k, t) \cdot dt, \text{ якщо } t > t_d(k),$$

$$\text{де } t_d(k) = k \cdot \frac{\alpha + \beta}{\omega_k} .$$

$$q_0_j(L_k) = \int_0^{T_j} \lambda_j(L_k, t) \cdot dt; \quad q_j(k, L_k, t) = q_{1_j}(k, L_k, t) + k \cdot q_0_j(L_k). \quad (8)$$

Так як щільність активного потоку залежить від робочої довжини котушки і не залежить від часу, то сумарна щільність $f(k, L_k, t)$ примусового (8) та активного (5) потоків в інтервалі Δt , як функція часу визначається формулою (9) (рис.11):

$$f(k, L_k, t) = (\lambda_j(k, L_k, t) + \lambda_a(L_k, t)) \cdot \Delta t. \quad (9)$$

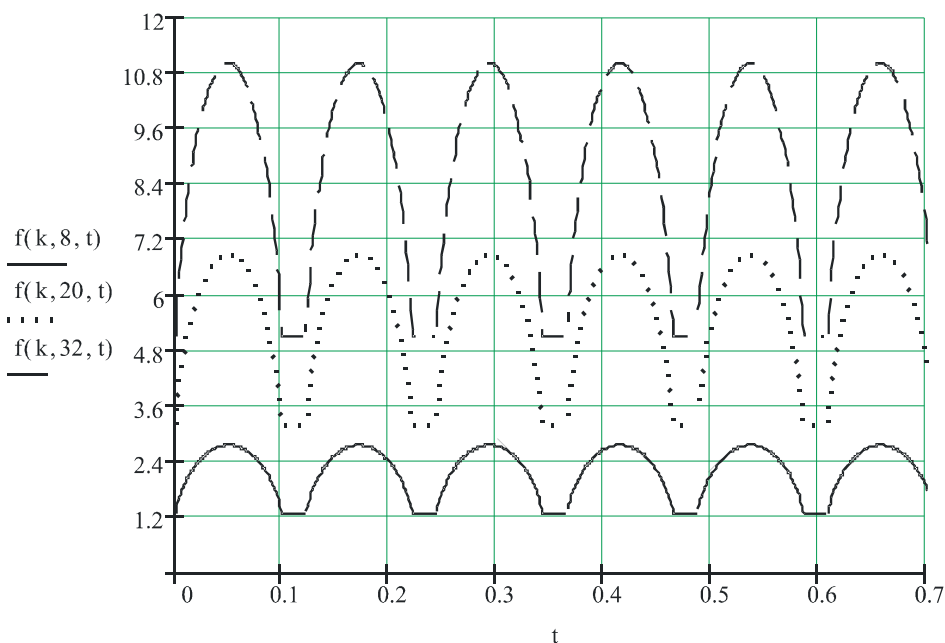


Рисунок 11 – Щільність $f(k, L_k, t)$ сумарного потоку в інтервалі Δt

Продуктивність сумарного потоку визначається за формулою (10) (Рис.12.)

$$q(k, L_k, t) = q_j(k, L_k, t) + \int_0^t \lambda_a(L_k, t) \cdot dt. \quad (10)$$

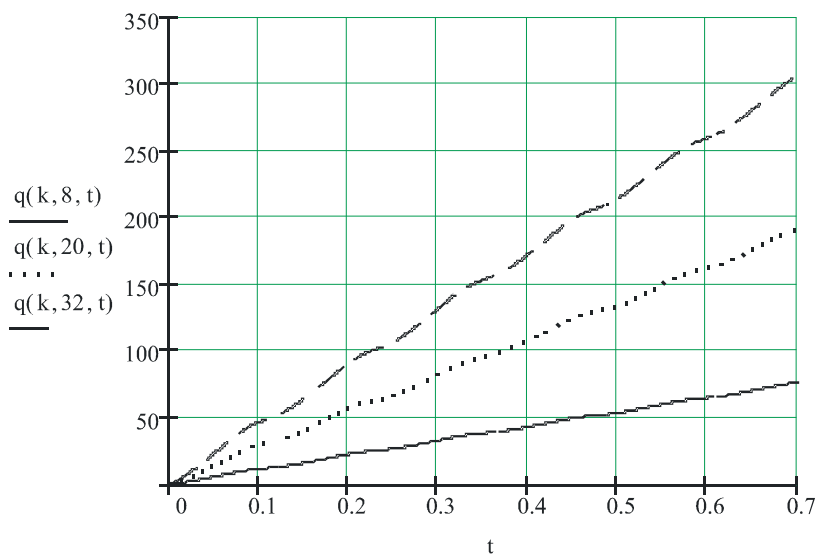


Рисунок 12 – Продуктивність $q(k, L_k, t)$ сумарного потоку

Висновки.

Результати теоретичного дослідження показали, що:

- щільність зернового потоку на виході катушкового висівного апарату є періодичною функцією часу, значення якої змінюються в межах дії кожного жолобка;
- значення щільності в окремі моменти часу тривалістю 0,02с досягає десяти зернин, що виключає можливість використання для їх реєстрації ємнісного датчика;
- отримана математична модель дає можливість теоретично дослідити процес формування зернового потоку та його числові характеристики на виході катушкового висівного апарату, при заданих вхідних параметрах.

Список літератури

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1, ч. 2. – Харків: Око, 2002. – 452с.:іл.
2. Сисолін П. В., Сало В. М., Кропівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1: Машини для рільництва. За ред.. М. І. Чорновола. – К.: Урожай, 2001. –384 с.
3. Сисолін П. В. Теорія проектування та розрахунки посівних машин: Навч. посібник - К.: ІСДО, 1994. – 148 с.
4. Ликкей А. В. Исследование технологического процесса высева семян катушечными аппаратами. Спец. 05.20.01. – диссертация Кировоград 1973г.
5. Комаристов В. Ю., Дунай М. Ф. Сільськогосподарські машини. – К.: Вища школа, 1987. – 486с.
6. Семенов А. Н. Зерновые сеялки. – М. – К.: Машгиз, 1959. – 316 с.
7. Пархоменко М.Д., Пархоменко Ю.М., Горевий І.М. Дослідження динаміки розподілу зернового потоку в площині реєстрації датчика // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин – Кіровоград: КДТУ. – 2004. - №34. – С. 152-158.

Ю. Пархоменко, В. Кондратец, М. Пархоменко

Определение математической модели процесса формирования зернового потока на выходе катушечного высевающего аппарата

Определена математическая модель процесса формирования зернового потока на выходе катушечного высевающего аппарата, как функция плотности и производительности суммарного потока от времени.

Y. Parhomenko, V.Kondratec, M. Parhomenko

The definition of mathematical model of the process of formation of a grain stream on an output of the bobbin sowing device

It is received mathematical model of the process of formation of a grain stream on an output of the bobbin sowing device, as a function of density and efficiency of a total stream from time.

Одержано 02.10.11

УДК 621. 9. 048

**О.Й.Мажейка, проф., канд. техн. наук, С.І.Маркович, доц., канд. техн. наук,
О.Б.Чайковський, доц., канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Напряженное состояние внутренних поверхностей корпусных деталей сельскохозяйственных машин при комбинированной лазерной обработке

В статье приведены данные по нанесению покрытий на ответственные поверхности деталей сельскохозяйственных машин, в частности внутренние поверхности. Приведены результаты рентгеноструктурных измерений внутренних напряжений, описаны процессы релаксации, возникающие в поверхностных слоях при комбинированной лазерной обработке.

аморфные сплавы, никелид титана, сельскохозяйственные машины, внутренние напряжения, твердость, локализация, комбинированная лазерная обработка, рентгеноструктурный анализ

Решение технологических вопросов повышения надежности ответственных деталей сельскохозяйственных машин, их рабочих поверхностей возможно с дальнейшим развитием методов модификации поверхности металлических материалов с использованием концентрированных потоков энергии, которые позволяют формировать поверхностные слои с новыми физическими свойствами, сохраняя при этом исходные свойства материала в его внутреннем объеме [1]. Кристаллические и аморфные фазовые состояния внутри этих слоев, как правило, являются метастабильными, поскольку формируются в сильнонеравновесных условиях высоких температур, давлений и сверхвысоких скоростей нагрева и охлаждения [2]. Поэтому синтезированные неравновесные состояния в приповерхностных областях материалов обеспечивают появление у последних новых нетипичных свойств, находящих важное применение в практических областях деятельности. Однако, данные о синтезированных структурно-фазовых состояниях, их взаимосвязи с изменением поверхностных свойств материалов крайне ограничены, а механизмы их формирования до сих пор слабо изучены.

Известно, что энергетические воздействия на поверхность материалов являются причиной возникновения значительных по величине полей внутренних напряжений, локализованных в приповерхностных объемах [2]. Кроме изменения механических свойств в зонах локализации этих полей напряжений (упрочнения, повышения хрупкости, твердости), имеются данные об их отрицательном влиянии на химические свойства материалов, например, понижение коррозионной стойкости.

Сплавы на основе никелида титана с эффектом памяти формы успешно завоевывают право своего использования как материалов для нефтеперерабатывающей промышленности, в авиации и космосе, в сельскохозяйственном машиностроении. Проведенные ранее исследования [1] продемонстрировали перспективность использования для этих целей комбинированной лазерной обработки. Было установлено, что в результате этих воздействий формируются неравновесные

структурно-фазовые состояния, локализованные в приповерхностных зонах воздействий, с градиентами структурных параметров. Изменения кристаллической структуры в таких слоях возможно исследовать лишь с использованием неразрушающих рентгеновских структурных методов.

В работе представлены результаты рентгеноструктурных исследований неравновесных структурных и упругонапряжённых состояний, сформировавшихся в приповерхностных слоях никелида титана в результате комбинированного процесса лазерного сверхскоростного и локального нагрева материалов с расплавлением порошкового материала и механического пластического деформирования (комбинированная лазерная обработка – КЛЮ), что позволяет в значительной мере решить проблемы характерные как для чисто лазерной обработки, так и для обработки ППД, т.е. формировать упрочненные слои со структурами, обладающими всеми достоинствами структур лазерной закалки и имеющими характеристики, благоприятные с точки зрения усталостной прочности и износостойкости, а также анализа характера распределения микродеформации решётки В2-фазы, вызванной такими воздействиями.

Образцы сплава TiNi находились в двухфазном состоянии из основной фазы со структурой В2 (ОЦК, упорядоченная по типу CsCl, температура начала прямого мартенситного превращения $B2 \rightarrow B19'$ $M_s \approx 283$ К; параметр решётки $a_{0B2} \approx 0.30125 \pm 0.00005$ нм, соответствующей составу $Ti_{49,5}Ni_{50,5}$) и небольшого количества (< 5% об.) интерметаллической фазы Ti_2Ni .

Исследования структурно-фазовых состояний, сформированных в результате комбинированных воздействий в приповерхностных областях образцов TiNi, проводили после комбинированной лазерной обработки (КЛЮ) методами рентгеноструктурного анализа (РСА) на дифрактометре ДРОН-7 с использованием симметричной и асимметричной (с изменением угла скольжения α) схем отражения с длинами волн рентгеновского излучения Co- K_α , Cu- K_α . Выбором угла α в асимметричных рентгеновских съёмках обеспечивали одинаковую эффективную толщину отражающего слоя h при всех углах брегговских отражений по методике, описанной в [2].

Величину микродеформации ε_Ψ^I решётки фазы В2 в приповерхностных областях (обусловленную напряжениями первого рода, вдоль направления, определяемого углом Ψ) определяли по изменению параметра решётки этой фазы в облученных образцах.

$$\varepsilon_\Psi^I = \frac{a_\Psi - a_0}{a_0},$$

где a - параметр решетки фазы В2 в исходном образце; a_Ψ - параметр решетки фазы В2 в обработанном образце.

При использовании асимметричной схемы отражения угол α уменьшали до $\alpha = 0,1^\circ$ (без вращения образца), меньшего, чем углы полного отражения рентгеновских лучей выбранных длин волн, теоретически рассчитанные для никелида титана (для обоих видов излучения $0,3^\circ < \alpha_{TiNi} < 0,4^\circ$). Однако, даже при таком малом угле скольжения удавалось наблюдать чёткую дифракционную картину с наличием четырёх – пяти дифракционных В2-рефлексов с полуширинами около 1° , подобных приведённым на рис. 1. Очевидно, что наблюдение дифракционной картины под углами, меньшими расчётного угла предельного отражения для данного материала, обусловлено наличием ненулевой шероховатости поверхности экспериментальных образцов. Для уменьшения инструментального уширения рентгеновских профилей использовали узкие (0,05 мм)

выходные щели, а также уменьшали площадь поверхности образца, освещаемой рентгеновским пучком.

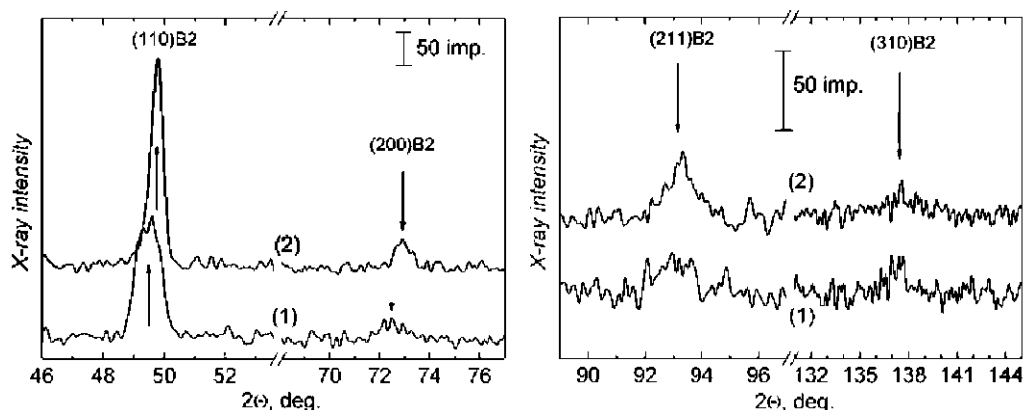


Рисунок 1 – Фрагменты дифрактограмм сплава $Ti_{49,5}Ni_{50,5}$ с поверхностным слоем, модифицированным комбинированной лазерной обработкой, полученные при использовании асимметричных схем отражения с разными углами скольжения $\alpha = 0,15^\circ$ (1), $\alpha = 2^\circ$ (2); излучение $Co-K_\alpha$

Все это позволило оценить величины микродеформаций в поверхностном слое толщиной до 50 нм.

В работе [1] было установлено, что на обработанной стороне всегда образуется поверхностный слой, который отличается своими структурными параметрами от структуры образцов $TiNi$ до обработки. Этот слой характеризуется однофазным структурным состоянием со структурой B2, имеющей меньший параметр решётки, чем в её состоянии до облучения, и острой текстурой, что проявилось в появлении на дифрактограммах интенсивных сверхструктурного $(100)_{B2}$ и структурного $(200)_{B2}$ рефлексов, полностью исчезающих при изменении угловой ориентации образца относительно первичного рентгеновского пучка. Было показано, что этот слой имеет столбчатую структуру, составленную из монокристаллов с размерами областей когерентного рассеяния в направлении нормали к поверхности образца более 150 нм, значительно превосходящими линейные размеры основания отдельного кристаллита. Оценка упругонапряжённого состояния синтезированной B2 столбчатой структуры показала наличие в ней значительной микродеформации решётки $\varepsilon^I \approx \pm 1\%$, обусловленной напряжениями первого рода, и сравнительно меньшей микродеформации решётки $\varepsilon^{II} \approx 0,25\%$, обусловленной напряжениями второго рода. Напряжения первого рода, вероятно, возникают при изменении внешних условий, сопровождающих лазерное воздействие (распространение температурного фронта, упругой волны, скорость охлаждения, длительность и количество импульсов и др.) и уравниваются во всём объёме образца. Напряжения второго рода обусловлены микроискажениями в структуре, сформировавшейся после облучения.

Очевидно, упругонапряжённый наружный слой является концентратором напряжений для нижележащих (промежуточных между наружным слоем с синтезированной структурой и внутренним объёмом материала, оставшемся без изменения) слоев никелида титана и должен оказывать влияние на структурные состояния фазы B2 в этих слоях. Действительно, анализ картин рентгеновской дифракции от образцов, подвергнутых воздействию КЛЮ, показал, что в слоях, лежащих под наружным перекристаллизованным слоем, параметр решётки фазы B2 закономерно изменяется в зависимости как от толщины анализируемого слоя, так и от взаимной ориентации первичного пучка и плоскости поверхности образца, т.е. от направления измерений.

При построении зависимостей параметра α_{B2} от функции $\sin^2 \Psi$, которые получают при использовании метода асимметричных съёмов, в [16] было показано, что после облучения в образцах TiNi наблюдается линейное возрастание α_{B2} с ростом $\sin^2 \Psi$. Углы наклона прямых $\alpha_{B2}(\sin^2 \Psi)$ зависят от толщины эффективно отражающего слоя, однако всегда положительны, так что $\alpha_{B2}(\Psi = 0) < (\alpha_{B2})_0 < \alpha_{B2}(\Psi = 90^0)$. Показано, что причиной такого поведения α_{B2} являются поля упругих напряжений, локализованные в приповерхностных слоях материала, находившихся в зоне воздействия КЛЮ. По наклону прямых $\alpha_{B2}(\sin^2 \Psi)$ определена ориентационная зависимость и тип (сжатие/растяжение) упругонапряжённого состояния, которое формируется в исследуемой фазе. Показано, что после комбинированной лазерной обработки в приповерхностном слое толщиной до 15 мкм, вдоль нормали к плоскости поверхности индуцированы напряжения сжатия, а в касательных направлениях к ней – напряжения растяжения. Одновременно с этим величины α_{B2} , измеренные под углом $\Psi = 45^0$, близки к своим значениям в исходном образце, т.е. среднее значение параметра решётки фазы B2 в упруго-напряжённом слое осталось прежним, а следовательно, и концентрационное соотношение между Ti и Ni внутри этого слоя не изменилось.

Оценка величины микродеформации ε_Ψ решётки фазы B2 (микронапряжений первого рода), проведённая ранее, сразу после комбинированной лазерной обработки образцов, показала, что во внешнем слое толщиной до 1 - 3 мкм она принимает наибольшие значения и уменьшается с увеличением толщины отражающего слоя. Небольшое расхождение в диапазоне толщин 1 - 4 мкм значений $\varepsilon_{\Psi=0}$, полученных через отмеченный временной интервал, по-видимому, обусловлено вкладом релаксирующего слоя в дифракционную картину.

Как отмечалось, сплав, из которого были приготовлены образцы, испытывает мартенситное превращение $B2 \leftrightarrow B19'$, температуры которого лежат вблизи комнатной температуры (T_k). Это означает, что, во-первых, при возникновении внутренних полей упругих напряжений в образцах может появиться мартенситная фаза B19' в результате деформационного превращения $B2 \rightarrow B19'$, и, во-вторых, фазу B19' можно наблюдать на рентгенограммах, снятых не в температурных камерах, а при T_k .

Действительно, на дифрактограммах, полученных методом асимметричных съёмов, в диапазоне углов $38^0 < 2\Theta < 44^0$ (для излучения Cu-K α) наблюдаются достаточно чёткие рефлексы от мартенситной фазы B19' [2], интенсивность которых изменяется в зависимости от угла скольжения α . Поскольку отмеченному угловому диапазону съёмов соответствует толщина отражающего слоя 6 – 7 мкм (для излучений Co-K α и Cu-K α соответственно), это означает, что мартенситная фаза B19' индуцируется в слое, лежащем ниже наружного (со столбчатой структурой). Зависимость от толщины отражающего слоя отношения суммарной интенсивности выявленных рефлексов B19' к интенсивности рефлекса $(110)_{B2}$, характеризующего соотношение объёмных долей мартенситной и высокотемпературной фаз $v_{B19'} / v_{B2}$ внутри всего слоя, участвующего в отражении рентгеновских лучей. Из этой зависимости следует, что объёмная доля мартенситной фазы, которая вблизи поверхности минимальна, изменяется в приповерхностном объёме по кривой с максимумом, приходящимся на глубину от облучённой поверхности 4 – 6 мкм с тенденцией уменьшения в более глубоких слоях.

Из сопоставления зависимостей следует, что наблюдается корреляция в изменении микродеформации решётки ε_Ψ (обусловленной напряжениями первого

рода) в фазе В2 и количества мартенситной фазы В19' при увеличении толщины анализируемого слоя. Так, на глубине 3 – 6 мкм от поверхности обе компоненты ε_{ψ} существенно снижаются по абсолютной величине, в то время как отношение $I_{B19'} / I_{(110)B2} \sim v_{B19'} / v_{B2}$ максимально, т.е. ведёт себя подобно модулю производной функции: $v_{B19'} / v_{B2} \sim \varepsilon'_{\psi}(h)$. Иными словами, деформация решётки фазы В2 существенно снижается тогда, когда в слое происходит частичное деформационное мартенситное превращение В2→В19', которое, очевидно, является причиной частичного снятия внутренних напряжений в основной фазе В2 внутри модифицированного слоя. Толщина слоя, в котором наблюдаются релаксационные процессы с механизмами релаксации, обусловленными мартенситными превращениями В2→В19', по рентгеновским данным составляет 10-15 мкм. Следует отметить, что несмотря на существенное снижение интенсивности всех дифракционных рефлексов при переходе к скользящим съёмкам, на соответствующих дифракционных картинах от образцов TiNi после электронно-пучковых воздействий рефлексов В19' не наблюдалось. Это означает, что в наружном слое со столбчатой структурой В2 деформационное мартенситное превращение В2→В19' не протекает.

Таким образом, установлено, что после обработки образцов TiNi комбинированной лазерной обработкой на облучённой стороне образуется перекристаллизованный поверхностный слой с острой текстурой, который находится в упругонапряжённом состоянии и характеризуется микродеформацией решётки фазы В2, обусловленной напряжениями первого и второго рода ($\varepsilon' \approx \pm 1\%$, $\varepsilon'' = 0,25\%$). Значительная по величине компонента микродеформации ε' показывает, что синтезированный слой со столбчатой структурой является концентратором внутренних напряжений для нижележащих слоев материала.

Обнаружено, что в упругонапряжённом (промежуточном) слое, расположенном под наружным перекристаллизованным слоем, развивается процесс релаксации внутренних напряжений, индуцированных облучением. Установлено, что основным механизмом такой релаксации является частичное деформационное мартенситное превращение В2→В19'. Наличие мартенситной фазы В19' внутри промежуточного слоя приводит к уменьшению величины микродеформации решётки в соседствующей с ней фазе В2, тем большему, чем больше объёмная доля мартенситной фазы в слое. Толщина слоя, в котором развиваются релаксационные процессы по механизму деформационного мартенситного превращения В2→В19', составляет 10-15 мкм.

Список литературы

1. А.И. Mazheika. Application of combined laser treatment for hardening of critical parts: abstracts of papers and program of the fourth international conference [Laser technologies in welding and materials processing], (26-29 may, 2009), Kiev: E.O.Paton Electric Welding Institute of NAS Ukraine, 2009. – P. 24-25.
2. Мажейка А.И., Семенов А.П., Ковш И.Б. и др. Методы и средства упрочнения поверхностей деталей концентрированными потоками энергии // Монография. – М.: Наука, 1992. – 407 с.

О.Мажейка, С.Маркович, О.Чайковський

Напружений стан внутрішніх поверхней корпусних деталей при комбінованій лазерній обробці

У статті наведено дані з нанесення покриттів на відповідальні поверхні деталей, зокрема внутрішні поверхні. Наведено результати рентгеноструктурних вимірювань внутрішніх напружень, описані процеси релаксації виникають у поверхневих шарах при комбінованій лазерній обробці

O. Mazeikiu, S. Markovich, A. Tchaikovsky

Stress state of internal surfaces of cabinet parts of the combined laser treatment

The article presents data from the coating of the surface charge details, including internal surfaces. The results of X-ray measurements of internal stresses described relaxation processes occur in the surface layers of the combined laser treatment

Одержано 14.10.11

УДК 621.793.620.172

В.М. Корж, проф., д-р техн. наук

Національний технічний університет України „КПІ”

В.М. Лопата, доц., канд. техн. наук

Київський національний університет технологій та дизайну

Є.К. Солових, проф., канд. техн. наук, А.Є. Солових, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Особенности змцнення деталей сільськогосподарської техніки газополуменевим напиленням матеріалів з низькою теплопровідністю

Робота присвячена розробці технологічних основ технології газополуменевого напилення порошкових матеріалів з низькою теплопровідністю для підвищення корозійної стійкості, зносостійкості і ресурсу деталей сільськогосподарської техніки і переробляючого виробництва. Одним з ефективних способів захисту від зносу і корозії є нанесення металокерамічних покриттів і композицій на їх основі. Встановлено, що частинки металокераміки не можуть бути розм'якшені в полум'ї відомих установок для газополуменевого напилення через малу довжину високотемпературної зони факела. Для збільшення довжини факела, запропоновано утворювати вторинний факел на певній відстані від сопла пальника.

ріжучі елементи, абразивне зношування, корозійно-механічне руйнування, робочі органи, знос, змцнення

Стан проблеми. У дослідженнях, присвячених змцненню деталей сільськогосподарської техніки газотермічним напиленням порошків оксидів, карбідів і інших матеріалів з низькою теплопровідністю відзначається, що традиційним методом ГПН не вдається одержати якісні покриття із цих матеріалів [1-7]. Обумовлено це, насамперед коротким проміжком часу, протягом якого частинки матеріалу з низькою теплопровідністю не встигають прогрітися по всьому об'єму до температури плавлення. Таким чином, питання розробки процесу ГПН матеріалів з низькою теплопровідністю і температурами плавлення в діапазоні 800-1500⁰С для змцнення, насамперед підвищення зносостійкості та корозійної стійкості деталей сільськогосподарської і переробної промисловості є актуальним.

Мета і задачі дослідження. Розробка процесу ГПН матеріалів з низькою теплопровідністю і температурами плавлення в діапазоні 800-1500⁰С для підвищення зносостійкості та корозійної стійкості деталей сільськогосподарської і переробної промисловості.

O. Mazeikiu, S. Markovich, A. Tchaikovsky

Stress state of internal surfaces of cabinet parts of the combined laser treatment

The article presents data from the coating of the surface charge details, including internal surfaces. The results of X-ray measurements of internal stresses described relaxation processes occur in the surface layers of the combined laser treatment

Одержано 14.10.11

УДК 621.793.620.172

В.М. Корж, проф., д-р техн. наук

Національний технічний університет України „КПІ”

В.М. Лопата, доц., канд. техн. наук

Київський національний університет технологій та дизайну

Є.К. Солових, проф., канд. техн. наук, А.Є. Солових, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Особенности змцнення деталей сільськогосподарської техніки газополуменевим напиленням матеріалів з низькою теплопровідністю

Робота присвячена розробці технологічних основ технології газополуменевого напилення порошкових матеріалів з низькою теплопровідністю для підвищення корозійної стійкості, зносостійкості і ресурсу деталей сільськогосподарської техніки і переробляючого виробництва. Одним з ефективних способів захисту від зносу і корозії є нанесення металокерамічних покриттів і композицій на їх основі. Встановлено, що частинки металокераміки не можуть бути розм'якшені в полум'ї відомих установок для газополуменевого напилення через малу довжину високотемпературної зони факела. Для збільшення довжини факела, запропоновано утворювати вторинний факел на певній відстані від сопла пальника.

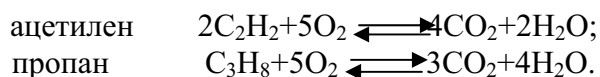
ріжучі елементи, абразивне зношування, корозійно-механічне руйнування, робочі органи, знос, змцнення

Стан проблеми. У дослідженнях, присвячених змцненню деталей сільськогосподарської техніки газотермічним напиленням порошків оксидів, карбідів і інших матеріалів з низькою теплопровідністю відзначається, що традиційним методом ГПН не вдається одержати якісні покриття із цих матеріалів [1-7]. Обумовлено це, насамперед коротким проміжком часу, протягом якого частинки матеріалу з низькою теплопровідністю не встигають прогрітися по всьому об'єму до температури плавлення. Таким чином, питання розробки процесу ГПН матеріалів з низькою теплопровідністю і температурами плавлення в діапазоні 800-1500⁰С для змцнення, насамперед підвищення зносостійкості та корозійної стійкості деталей сільськогосподарської і переробної промисловості є актуальним.

Мета і задачі дослідження. Розробка процесу ГПН матеріалів з низькою теплопровідністю і температурами плавлення в діапазоні 800-1500⁰С для підвищення зносостійкості та корозійної стійкості деталей сільськогосподарської і переробної промисловості.

Результати досліджень. При газополуменевому напиленні (ГПН) джерелом теплової енергії є полум'я, що утвориться в результаті горіння суміші кисень-горючий газ. Порошок, що напилюється, надходить зі спеціальних ємностей, прискорюється потоком транспортуючого газу і на виході із сопла терморозпилюючого пристрою попадає в полум'я. Частинки порошку, що захоплюються струменем горючого газу, нагріваються до температури високопластичного стану та плавлення і попадають на напилюєму поверхню, формуючи покриття.

В результаті експериментальних досліджень у якості горючого газу використовували ацетилен, пропан-бутан, водень, природний газ і інші газоподібні вуглеводні. Однією з найважливіших характеристик полум'я є його температура, що залежить від співвідношення окислювач - горючий газ (рис.1). Дослідження показали, що доцільно при напиленні матеріалів з низькою теплопровідністю використовувати ацетилен і пропан-бутанову суміш, оскільки при їхньому згоранні досягається висока температура полум'я (3100°C і 2850°C відповідно). У табл. 1 приведені теплофізичні характеристики найбільш розповсюджених горючих газів. При повному згоранні цих газів у середовищі кисню протікають наступні хімічні реакції:



Теплотворна здатність суміші пропан-бутан і кількість тепла, що виділяється за секунду при горінні в суміші з киснем мають найбільше значення в порівнянні з іншими вуглеводнями (рис.2).

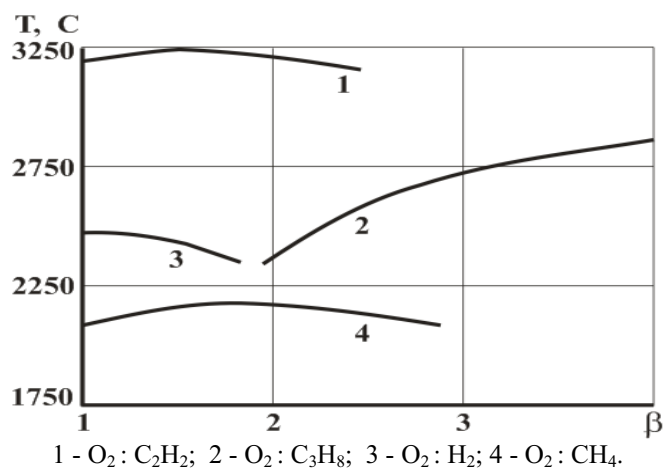


Рисунок 1 - Залежність температури газокисневого полум'я від співвідношення між кількістю кисню і горючого газу (β)

Процес нанесення покриття методом ГПН можна розглядати як результат фізико-хімічних взаємодій у багатофазній системі:

а) хімічна взаємодія в системі горючий газ - окислювач, у результаті якої виділяється обумовлена складом газової суміші кількість енергії, супроводжується значним підвищенням температури в зоні реакції, утворенням продуктів горіння, підвищенням тиску і швидкості їхнього переміщення в напрямку руху фронту полум'я;

б) взаємодія продуктів горіння з частинками матеріалу, що напилюється, у ході якого частинки одержують певну кількість теплової і кінетичної енергії;

в) перехід кінетичної енергії руху напилюємих частинок у роботу деформації при їх механічному контакті з поверхню, що напилюється.

На поверхні деталі утворюється необхідний шар захисного покриття, властивості якого залежать від кількісних і якісних характеристик процесів взаємодії. Напилене покриття формується шляхом послідовного укладання великої кількості розплавлених чи оплавлених частинок. Основні структурні елементи напиленого покриття - зерно, частинка, шар. На відміну від компактного матеріалу, який має два типи границь: міжзерневі і міжфазні, у напилених покриттях мають місце ще 3 типи границь, що роблять істотний, а найчастіше значний вплив на властивості покриття. Це границі між деформованими частинками, міжшарові границі і границі, що розділяють покриття і основу. Будова шару, сформованого за один прохід, неоднорідна і визначається різним енергетичним станом (температурою і швидкістю) частинок, які знаходяться в периферійній і центральній зонах потоку.

Таблиця 1 - Теплофізичні характеристики горючих газів

Найменування параметрів	Горючі гази				
	Ацетилен C ₂ H ₂	Водень H ₂	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Метан CH ₄
Теплоутворююча здатність, кДж/м ³	48148	10760	88015	113040	35590
Швидкість горіння, м/с	13,7	8,9	3,3	3,1	3,3
Максимальна температура горіння з киснем, °C	3250	2470	2850	3000	2200

При послідовному укладанні шарів залишаються пори, особливо в стиках частинок. Вони впливають на фізико-механічні властивості покриття. Оцінку їхньої кількості необхідно проводити при виборі режимів відновлення, зміцнення і захисту в кожному конкретному випадку. Крім пористості, найважливішою характеристикою покриття є величина міцності їхнього зчеплення з основним металом, що є одним з основних критерієм при оцінці доцільності використання методів напилювання і напилюємих матеріалів для утворення чи відновлення покриття для захисту від корозії.

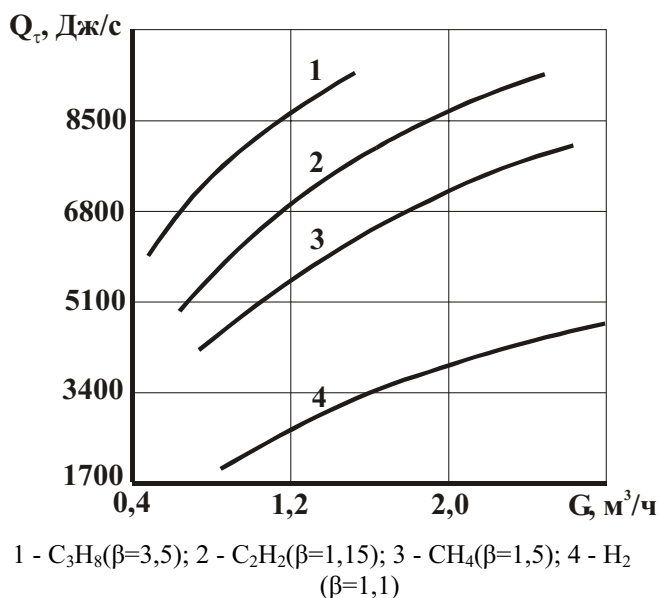


Рисунок 2 - Зміна кількості тепла, що виділяється за одиницю часу (Q_τ) у залежності від об'ємної витрати газів G при горінні в суміші з киснем

Незважаючи на досить широку поширеність методу ГПН, кінетика формування покриття і умови нагрівання частинок, що напилюються, вивчені тільки для металевих порошків. При формуванні покриття з порошків металів і сплавів були вивчені динаміка руху частинок, закономірності зміни їх теплофізичного стану, можливість активування процесу напилювання і побудовано залежності температур, швидкостей польоту частинок і властивостей покриття від дистанції напилення. На рис.3 приведені, графіки зміни швидкості і температури частинок порошку при ГПН хромонікелевого самофлюсуючого сплаву, що стали класичними в практиці газополуменевого напилювання металевих порошків. Однак, як відзначається, при використанні екзотермічних реагуючих композицій (Ni-Al, Fe-Al) чи порошків неметалів, змінюється характер і вид залежностей фізико-механічних властивостей покриття від дистанції напилювання і інших технологічних факторів. Це обумовлено низькою теплопровідністю частинок неметалів, або їхньою високою температурою внаслідок хімічних реакцій екзотермічно реагуючої суміші.

Запропонований спосіб і пристрій для ГПН за допомогою якого одержали покриття з матеріалів з низькою теплопровідністю [8-9]. В основі розробки лежить ідея підвищення енергетичної потужності факела та подовження факела, тобто збільшення часу перебування частинок порошку в гарячій зоні факелу. Пропозиція зводиться до установки двох співвісно розташованих соплових наконечників, коли первинний факел з центрального отвору охоплюється полум'ям з другого отвору.

У процесі ГПН не відбувається сплавлення частинок напилюемого матеріалу з основою, тому на поверхні основи штучно формують шорсткість для забезпечення механічного зчеплення напилюємих частинок з мікронерівностями основи. Вибір методу підготовки поверхні вибирали в залежності від товщини покриття, властивостей напилюемого порошку і матеріалу деталі, конфігурації і розмірів поверхні, способу її обробки. На практиці найбільш часто застосовують наступні методи підготовки поверхні: нарізка "рваного різьблення"; нарізка канавок з обробленням типу "хвіст ластівки", струйно-абразивна обробка, нарізка канавок "рваного різьблення" з додатковим накопченням роликів, обкатування деформуючим роликом.

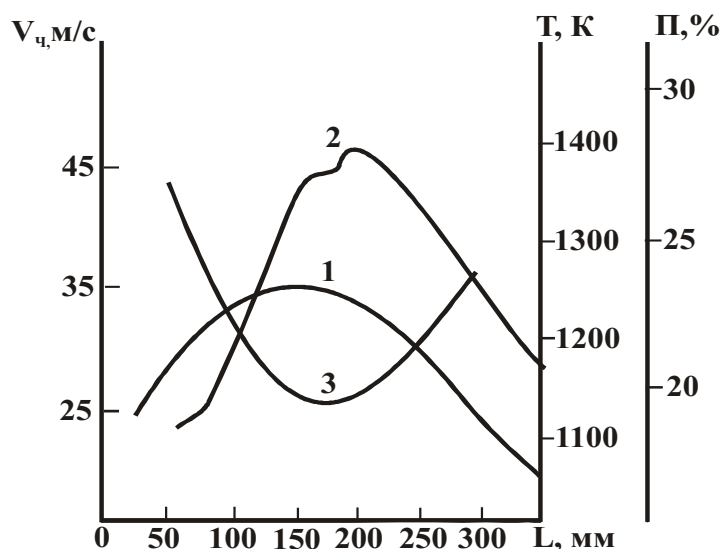


Рисунок 3 - Вплив дистанції напилення порошку сплаву самофлюсу марки ПГ-12Н-01 на швидкість польоту частинок (1), температуру частинок (2) і пористість покриття (3). Горючий газ: пропан-бутан; $\beta \approx 4$

Перед нанесенням покриття товщиною менш 0,2 мм і для підготовки поверхні деталей з товщиною стінки менш 0,5 мм проводять травлення розчинами кислот. Деталі, що мають робочі поверхні з твердістю понад HRC50, рекомендується підготовляти до ГПН електроерозійним методом.

Серед перерахованих, найбільш розповсюдженим методом підготовки поверхні під напильника є струйно-абразивна обробка. Однак відносно низька продуктивність і велика кількість пилу, що утворюється при цьому процесі, роблять цей метод малоприменим для широкого використання при антикорозійному захисті металоконструкцій. Крім того, існуюче вітчизняне устаткування для струйно-абразивної обробки не пристосоване для використання на підприємствах сільськогосподарського і переробного виробництва, оскільки за умовами охорони праці воно призначене лише для випадків обробки поверхні поза приміщеннями.

В останні роки широко застосовується метод стрічкового шліфування, однак цим методом неможливо обробити поверхні при питомих навантаженнях понад 2 МПа, тобто не можна очистити деталь від раніше нанесених покриттів. Крім того, даний метод не дозволяє робити якісне очищення поверхні, що має вм'ятини чи заглиблення.

Більш ефективним методом поверхневої обробки є використання щіток, що обертаються [10-13]... Даний спосіб через простоту і дешевизну інструменту, а також високу продуктивність одержав поширення при виконанні робіт по зачищенню, однак він малоефективний при видаленні товстого слою іржі.

Подальшим розвитком методу обертових щіток стосовно підвищення продуктивності і збільшення контактного тиску стала розробка технології голкофрезерування. Цей спосіб був використаний для підготовки поверхні під покриття і показав більш високі економічні й екологічні характеристики, ніж декоративне шліфування і струйно-абразивна обробка.

Висновок. Запропонований спосіб і пристрій для ГПН, за допомогою якого можна одержувати покриття із матеріалів з низькою теплопровідністю. В основі розробки лежить ідея підвищення енергетичної потужності факела та подовження факела, тобто збільшення часу перебування частинок порошку в гарячій зоні факелу. Пропозиція зводиться до установки двох співвісно розташованих соплових наконечників, коли первинний факел з центрального отвору охоплюється полум'ям з другого отвору. Була використана для підготовки поверхні технологія голкофрезерування, яка показала більш високі економічні й екологічні характеристики, ніж декоративне шліфування і струйно-абразивна обробка.

Список літератури

1. Куприянов И.Л., Короткина М.Н., Верстак А.А. Изучение защитных свойств композиционных покрытий для деталей сельскохозяйственных машин. //Новые коррозионностойкие металлические сплавы, неметаллические и композиционные материалы и покрытия. Тезисы докладов научн.-техн. конф. по коррозионной защите металлов. Киев, 1983, С.45-46.
2. Теория и практика газопламенной напыления /П.А.Витязь, В.С.Ивашко, Е.Д. Манойло и др.- Минск: Наука і техника, 1993.-295с.
3. Рекомендации по газопламенному напылению порошковых материалов /Н.Н. Дорожкин, В.Т.Сахнович, М.А.Белоцерковский, Ю.В.Полупан и др.- Минск, ИНДМАШ АН БССР, 1986.-59с.
4. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыление.- М.: Машиностроение, 1985. - 240 с.
5. Газотермическое напыление композиционных порошков / А.Я.Кулик, Ю. С.Борисов, А.С Мнухин. М.Д. Никитин.- Л : Машиностроение, 1985.-199с.
6. Ingham H , Shepard A. Flame spray handbook. Vol.2 Powder Process.- New York, Westbury: METKO INK., 1964, 96p.
7. Mayer C.A. Thermal spray coating a money saving technology //Welding Des. And Fabr., 1982, V.55, №2, p.66-79.

8. Черновол М.И., Крапивный В.Н., Лопата В.Н. Разработка газопламенного напыления удлиненным факелом // Збірник наукових праць КДТУ, Кіровоград. 2000.-№6.- С. 93-96.
9. Спосіб газополуменевого напылення порошковими матеріалами, переважно з низькою теплопровідністю /В.М. Кропивний, В.М.Лопата, М.А.Білоцерківський // Деклараційний патент на винахід.-№37467А від 15.05.2001.
10. Кургузов Е.В. Технологическое описание качества поверхностного слоя закаленных деталей обработкой механическими щетками /Автореф. Канд. дис. - Куйбышев, КПИ, 1982.-20с.
11. Перепичка Е.В. Исследование процесса поверхностной обработки сталей щетками с ударными элементами /Автореф. канд. дис. - Львов, ЛПИ, 1979.-20с.
12. Абугов А.Л., Баршай И.Л. Влияние иглофрезерования на коррозионную стойкость низкоуглеродистых сталей //Защита металлов, 1990, т.26, №3, С.473-474.
13. Крапивный В.Н., Лопата В.Н., Златопольский Ф.И. Применение иглофрезерования в процессах газопламенного напыления металлоэмалевых покрытий // Вестник НТУУ «КПИ», Машиностроение. 1999.-№37.- С. 105-112.

В. Корж, В. Лопата, Е. Соловых, А. Соловых

Особенности упрочнения деталей сельскохозяйственной техники газопламенным напылением материалов с низкой теплопроводностью

Работа посвящена разработке технологических основ технологии газопламенного напыления порошковых материалов с низкой теплопроводностью для повышения коррозионной стойкости, износостойкости и ресурса деталей сельскохозяйственной техники и перерабатывающего производства. Одним из эффективных способов защиты от износа и коррозии есть нанесение металлокерамических покрытий и композиций на их основу. Установлено, что частицы металлокерамики не могут быть размягчены в пламени известных установок для газопламенного напыления из-за малой длины высокотемпературной зоны факела. Для увеличения длины факела, предложено образовывать вторичный факел на определенном расстоянии от сопла горелки.

V.Korzh, V. Lopata, E. Solovykh, A. Solovykh

Features of consolidating of details of agricultural technique of the flame spraying of materials with low heat conductivity

Work is devoted development of technological bases of technology of the flame spraying of powder-like materials with low heat conductivity for the increase of corrosive firmness, wearproofness and resource of details of agricultural technique and processing production. One of effective methods of protecting from a wear and corrosion there is causing of ceramet coverages and compositions on their basis. It is set that the particles of ceramet can not be softened ablaze the known options for the flame spraying through small length of high temperature area of torch. For the increase of length of torch, it is suggested to form the second torch on certain distance from the nozzle of gas-ring.

Одержано 21.10.11

УДК 621.793.72

В.Н. Хромов, проф., д-р техн. наук, Е.М. Свиридов, асп.

ФГОУ ВПО «Орловский государственный аграрный университет», г. Орел, Россия

Восстановление и упрочнение деталей машин сверхзвуковым электродуговым напылением

В статье представлена технология сверхзвукового электродугового напыления, как одной из наиболее перспективных технологий газотермического напыления.

детали машин, электродуговое напыление, технология

Для ремонта и восстановления работоспособности машин затрачиваются большие материальные и трудовые ресурсы. Это объясняется низкой прочностью деталей машин и невысокой износостойкостью рабочих поверхностей деталей. Часто традиционные способы упрочняющих технологий, например, термическое или химико-термическое упрочнение, оказываются недостаточно эффективными при решении задач создания новой техники. Это приводит к тому, что в последнее время стали появляться методы поверхностной обработки или нанесения поверхностных покрытий, в основе которых лежат приемы, позволяющие интенсифицировать многие физико-химические процессы за счет использования природы материалов и особенностей протекающих в них структурных превращений.

По сравнению с другими способами электродуговое напыление имеет ряд существенных преимуществ: высокую производительность нанесения покрытия – до 45 кг/ч (при дуговой наплавке порошковой проволокой с помощью прибора ЭДМ-9ШД – до 18 кг/ч); позволяет получать износостойкие покрытия толщиной от 0,1 до нескольких миллиметров; не требует значительных тепловложений (температура 100...120°C), что исключает деформацию деталей. Способ даёт возможность наносить покрытия с заданными свойствами на детали, изготовленные из различных материалов, характеризуется простотой и технологичностью. Нанесенные покрытия обладают хорошей маслостойкостью. Электродуговое напыление характеризуется низкой удельной себестоимостью.

Наличие пористости создает благоприятные условия для работы подвижных соединений. При исследовании пористых материалов на трение установлено, что они обладают самосмазываемостью. Это объясняется различием в коэффициентах расширения смазки и материала детали. С повышением температуры трущихся поверхностей масло за счет большего объемного расширения выступает из пор и капилляров и смазывает поверхности трения. Особенно желателен этот эффект в начальный период работы соединения, когда между поверхностями трения находится мало смазки и возможно схватывание трущихся поверхностей. Также ценным свойством является способность напыленных покрытий длительное время работать без смазки. Например, шейки вала с напыленным стальным покрытием толщиной 0,5 мм при прекращении доступа смазки работают до момента заедания в 14 раз дольше, чем ненапыленные шейки из закаленной стали. Кроме того, заедание напыленных шеек происходит при нагрузках, в 3...4 раза превышающих нагрузки, вызывающие заедание

шеек из закаленной стали. Это объясняется тем, что напыленный слой имеет низкий модуль упругости, примерно 70000 Н/мм^2 , тогда как у литой стали – 200000 Н/мм^2 .

Электродуговое напыление применяется для восстановления изношенных поверхностей деталей цилиндрической и плоской формы из чугуна, высокоуглеродистых, высоколегированных сталей и цветных металлов, работающих в условиях трения-скольжения, смазки и неподвижных посадок, а также для устранения дефектов (трещин, литейных раковин).

Для защиты от коррозии трубы, наружные и внутренние поверхности резервуаров и сварные металлоконструкции различного назначения напыляют алюминием, цинком и кадмием. Для повышения жаростойкости сталь напыляют алюминием с последующим отжигом (алитирование). Напыление поверхностей деталей медью производится для их защиты от науглероживания при цементации и в качестве подслоя при получении электролитических декоративных покрытий.

Однако, новый метод сверхзвукового электродугового напыления не нашел широкого внедрение в производство в связи с тем, что не были проведены глубокие теоретические и экспериментальные исследования получаемых покрытий.

Успешное моделирование сложных существенно нелинейных термомеханических процессов, протекающих в деталях при восстановлении сверхзвуковым электродуговым напылением обусловлено решением двух основных задач.

Сущность первой из них состоит в выборе и конкретизации определяющих уравнений материала, способных адекватно описывать эффекты пластичности и ползучести при соответствующих комбинациях температуры и деформации, а также учета температурной зависимости теплофизических характеристик материала.

Вторая задача состоит в разработке эффективных численных подходов к решению соответствующих краевых задач термомеханики.

Подход к моделированию процесса восстановления деталей машин, основанный на модели вязкопластичности Боднера-Партома и методе конечных элементов, развит в работах [1-2]. Вместе с тем, в настоящее время еще не изучены достаточно глубоко механизмы и закономерности направленного пластического формоизменения, лежащие в основе данной технологии. Можно взять за основу исследования W. Tillmann и J. Nebel в работе [4], где они описали ход и результаты исследований с электродуговым напылением сплава WC-FeCSiMn на образец из стали и провести аналогичные испытания для сверхзвукового электродугового напыления. Недостаточно исследованы зависимости временных и остаточных характеристик напряженно-деформированного состояния детали от технологических и геометрических параметров.

Список литературы

1. Сенченков И.К., Козлов В.И., Матвиенко О.И., Хромов В.Н. и др. Конечнoэлементный анализ и оптимизация процесса восстановления деталей машин типа полый цилиндр методом термопластического деформирования // Пробл.прочности.-1996.-№3 .- С.73-82.
2. Хромов В.Н., Сенченков И.К. Моделирование процесса термопластического деформирования для расчета распределения остаточных напряжений и деформаций // Металловедение и термическая обработка металлов.-1999, №5.-С.24-28.
3. Хромов В.Н. // Научные проблемы и перспективы развития, ремонта, обслуживания машин, восстановления и упрочнения деталей / Всерос. науч.-исслед. технол. ин-т ремонта и эксплуатации маш.-тракт. парка.-Москва, 2004.-С. 59-63. Шифр 05-776.
4. Tillmann W. and Nebel J. Analysis of the Mechanical Properties of an Arc Sprayed WC-FeCSiMn Coating: Compression, Bending, and Tension Behavior // Journal of Thermal Spray Technology. Volume 20(1-2) January 2011- p. 317-327.

В.Хромов, Є.Свіридов

Відновлення і зміцнення деталей машин надзвуковим електродуговим напиленням

У статті представлена технологія надзвукового електродугового напилення, як однієї з найбільш перспективних технологій газотермічного напилення.

V.Hromov, E.Sviridov

Restoration and hardening of details of cars the ultrasonic arc spray

This article is about the ultrasonic arc spray technology as one of the most perspective technology of the thermal spraying.

Получено 15.09.11

УДК 621.9.048.4-229.2

В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, О.В. Шелепко, асп.

Кіровоградській національній технічній університет

Електроерозійна головка для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом

Запропоновано, розроблено, виготовлено та експериментально апробовано електроерозійну головку для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом.
обробка, електрична дуга, електроерозійна головка, електрод-інструмент, гідродинамічні характеристики, кільцеве сопло, COSMOSFlo Works

При виборі матеріалу для деталей сільськогосподарських машин перевагу надають важкооброблюваним металам та сплавам. В цьому зв'язку, за сучасних умов, все більш широке застосування отримують фізико-технічні способи обробки і, зокрема, спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД) [1], який порівняно з традиційними способами металообробки забезпечує більш високу продуктивність, а за умови використання непрофільованого електрода-інструмента (ЕІ), до того ж, дозволяє обробляти поверхні порівняно великих розмірів[2].

Проте, запропоновані технологічні схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ[2] вимагають подальшої розробки та реалізації в умовах конкретних технологій, що передбачає розробку та впровадження у виробництво відповідних технічних рішень у вигляді так званих електроерозійних головок (ЕЕГ) і, в кінцевому підсумку, створення верстатів, що мають забезпечити відповідні рухи подачі ЕЕГ, а отже і електрода-інструмента (ЕІ).

В цьому зв'язку розроблено ЕЕГ, що реалізує одну із описаних принципових технологічних схем формоутворення [2], згідно якої використовують порожнистий ЕІ з отвором і кільцеве сопло (рис.1), за допомогою якого, назустріч потоку робочої рідини, що виходить із міжелектродного зазору, переважно на заготовку, подають додатково потік (так званий потік запирання) регульованого тиску, а надалі, отриманий сумарний

В.Хромов, Є.Свіридов

Відновлення і зміцнення деталей машин надзвуковим електродуговим напиленням

У статті представлена технологія надзвукового електродугового напилення, як однієї з найбільш перспективних технологій газотермічного напилення.

V.Hromov, E.Sviridov

Restoration and hardening of details of cars the ultrasonic arc spray

This article is about the ultrasonic arc spray technology as one of the most perspective technology of the thermal spraying.

Получено 15.09.11

УДК 621.9.048.4-229.2

В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, О.В. Шелепко, асп.

Кіровоградській національній технічній університет

Електроерозійна головка для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом

Запропоновано, розроблено, виготовлено та експериментально апробовано електроерозійну головку для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом.
обробка, електрична дуга, електроерозійна головка, електрод-інструмент, гідродинамічні характеристики, кільцеве сопло, COSMOSFlo Works

При виборі матеріалу для деталей сільськогосподарських машин перевагу надають важкооброблюваним металам та сплавам. В цьому зв'язку, за сучасних умов, все більш широке застосування отримують фізико-технічні способи обробки і, зокрема, спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД) [1], який порівняно з традиційними способами металообробки забезпечує більш високу продуктивність, а за умови використання непрофільованого електрода-інструмента (ЕІ), до того ж, дозволяє обробляти поверхні порівняно великих розмірів[2].

Проте, запропоновані технологічні схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ[2] вимагають подальшої розробки та реалізації в умовах конкретних технологій, що передбачає розробку та впровадження у виробництво відповідних технічних рішень у вигляді так званих електроерозійних головок (ЕЕГ) і, в кінцевому підсумку, створення верстатів, що мають забезпечити відповідні рухи подачі ЕЕГ, а отже і електрода-інструмента (ЕІ).

В цьому зв'язку розроблено ЕЕГ, що реалізує одну із описаних принципових технологічних схем формоутворення [2], згідно якої використовують порожнистий ЕІ з отвором і кільцеве сопло (рис.1), за допомогою якого, назустріч потоку робочої рідини, що виходить із міжелектродного зазору, переважно на заготовку, подають додатково потік (так званий потік запирання) регульованого тиску, а надалі, отриманий сумарний

потік робочої рідини, разом з продуктами ерозії, спрямовують у напрямку зливної магістралі за рахунок самотечії та всмоктування

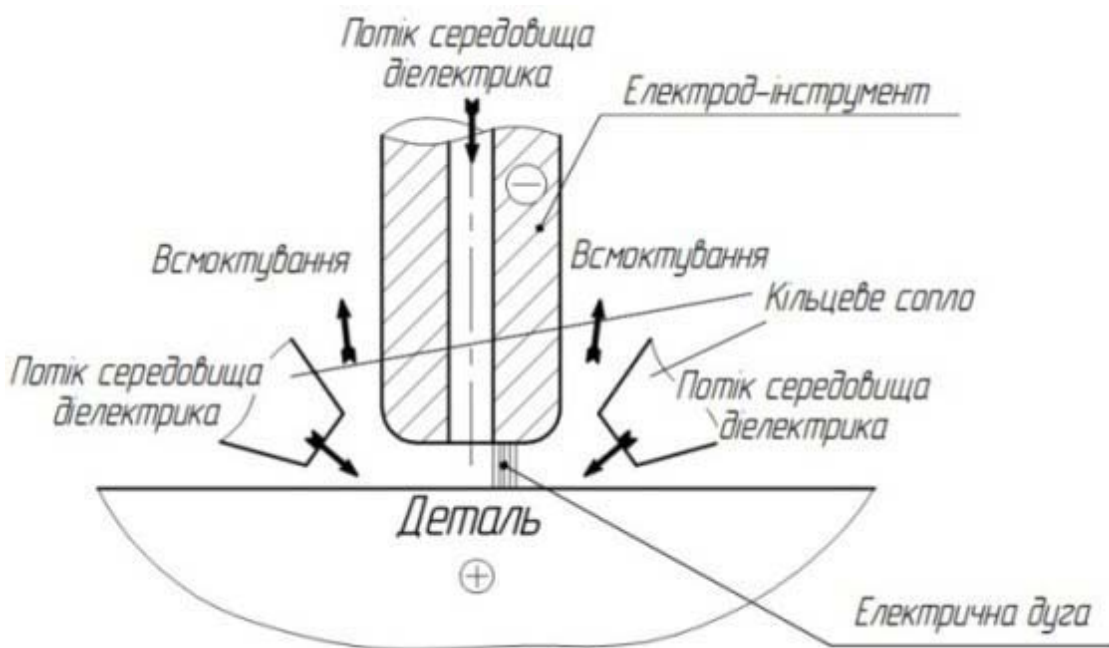


Рисунок 1 – Схема процесу при подачі рідини в порожнину ЕІ при відведенні рідини через сопло із використанням додаткового потоку затоплення

Конструктивно ЕЕГ складається (рис.2) з корпусу 2, в якому передбачено, три глухі отвори 6, з'єднані з напірною магістраллю, і один наскрізний отвір 10, що з'єднаний із зливною магістраллю. Вхідні отвори 6 внутрішніми каналами з'єднані з порожниною 7, яка поєднана з соплом 8. Порожнистий електрод, який, власне, визначає геометричні параметри ЕЕГ, з'єднаний з напірною магістраллю за допомогою електродотримача 3.

Для забезпечення якісних та кількісних показників обробки необхідно забезпечити оптимальні характеристики гідродинамічних потоків в зоні обробки. За цих умов приймаємо до уваги, що рух робочої рідини в ЕЕГ (рис.2) розділено на два потоки. По-перше, це потік А, що зустрічається з заготовкою 4 та надходить в міжелектродний зазор 5, забезпечуючи таким чином необхідні гідродинамічні характеристики робочої рідини в зоні обробки. По-друге, потік Б, що надходить до ЕЕГ і надалі до кільцевого сопла 8, стикається з заготовкою, утворюючи при цьому два потоки Б₁ і Б₂. Потік Б₁ направлений назовні, а потік Б₂ стикається з потоком А, локалізуючи, таким чином, зону обробки і до того ж він дозволяє зберегти швидкість робочої рідини на виході з міжелектродного зазору 5. При цьому утворюється новий потік В, що спрямований в напрямку порожнини 9 (зона меншого тиску), створюючи передумови для видалення робочої рідини разом з продуктами ерозії із зони обробки, через отвір 10, в магістраль зливу.

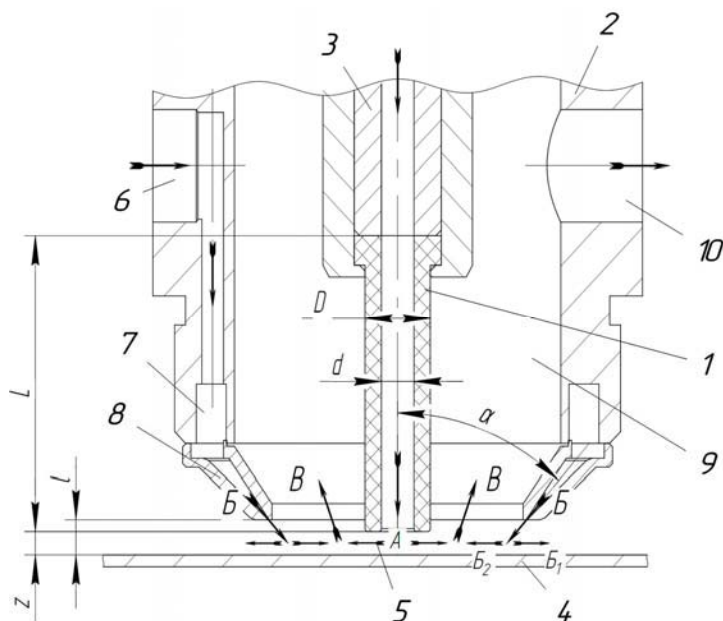


Рисунок 2 – Конструкція ЕЕГ

Для забезпечених якісних та кількісних характеристик обробки і уникнення видовжених дуг необхідно на виході з міжелектродного зазору забезпечити динамічний тиск робочої рідини не менше, 0,1...0,3 МПа. Необхідно також визначити оптимальні значення кута нахилу α і відстані l (рис.2), що дозволять, по-перше, локалізувати зони обробки, по-друге, зберегти швидкості робочої рідини на виході з міжелектродного зазору, по-третє, видалити робочу рідину разом з продуктами ерозії із зони обробки в магістраль зливу. В цьому зв'язку для розробленої ЕЕГ необхідним є розрахунок гідродинамічних характеристик за умови, що геометричні параметри такої ЕЕГ обумовлені розмірами ЕІ (рис.2), а саме: $D = 12$ мм $d = 6$ мм $L = 50$ мм, а також при міжелектродному зазорі $z = 0,1$ мм. Для цього використаємо рівняння Бернуллі

$$\gamma z_1 + p_1 + \gamma \frac{a_1 v_1^2}{2g} = \gamma z_2 + p_2 + \gamma \frac{a_2 v_2^2}{2g} + \lambda \zeta_{\text{мережі}}, \quad (1)$$

де γ – вага рідини в одиниці об'єму;

z – ордината, що визначає висоту положення центру вибраного перерізу над довільною горизонтальною площиною порівняння;

p – статичний тиск потоку в даному перерізі;

$\gamma \frac{a_1 v_1^2}{2g}$ – динамічний тиск потоку в даному перерізі;

$\zeta_{\text{мережі}}$ – загальний коефіцієнт втрати повного тиску у мережі.

Проте, такий розрахунок є складним. Тому доцільно використати відповідні програмні продукти. Нами було використано розрахунковий модуль COSMOSFLO Works [3].

Модуль COSMOSFlo Works базується на останніх досягненнях розрахункової гідродинаміки і дозволяє розраховувати широке коло різновидів течій: двовимірні і тривимірні, ламінарні, турбулентні і перехідні, с до-, транс- і понадзвуковими ділянками, стаціонарні і нестаціонарні течії багатокомпонентних текучих середовищ в

каналів або навколо тіла, з врахуванням гравітації, пограничного шару, у тому числі з врахуванням шорсткості стінок; течії рідин, що стискаються; двофазні течії як рух рідини або твердих частинок в потоці текучого середовища [4].

Використання такого програмного продукту дозволило отримати розподілення полів швидкості руху робочої рідини в зоні обробки (рис.3) визначити оптимальний кут виходу $\alpha = 42^\circ$ робочої рідини із сопел і відстань $l = 3\text{мм}$ останніх від заготовки. Також визначено гідродинамічні характеристики робочої рідини в зоні обробки. Результати такого розрахунку наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – гідродинамічні характеристики робочої рідини в зоні обробки

Назва параметру	Одиниці виміру	Значення	Середнє значення	Мінімальне значення	Максимальне значення
Швидкість на виході з ЕІ	[м/с]	23,3	23,4	23,38	23,43
Статичний тиск на вході ЕІ	[Па]	98,79	6929	4,00	693961,
Динамічний тиск на виході з ЕІ	[Па]	61,11	2760	8,85	277154,

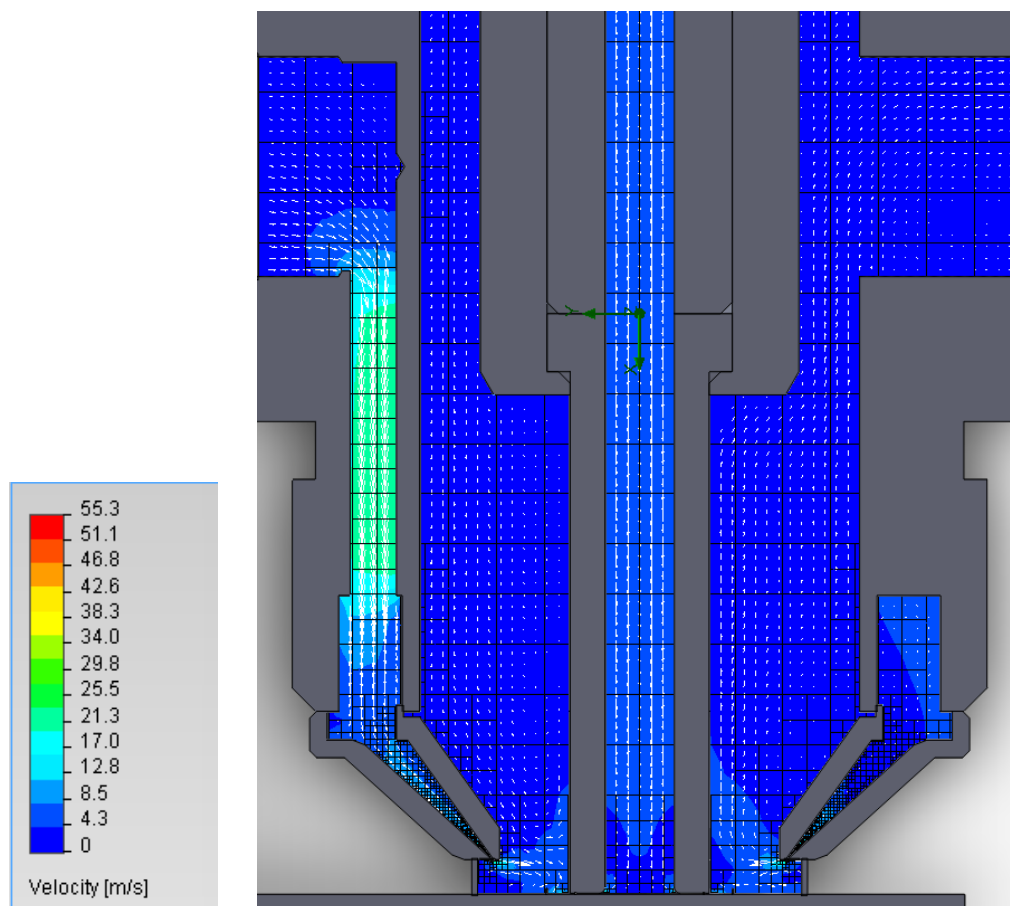


Рисунок 3 – Схема розподілення полів швидкостей в ЕЕГ

На підставі наведених розрахунків було виготовлено та експериментально апробовано ЕЕГ з зазначеними геометричними параметрами. Як наслідок, отримано сталий процес обробки, відсутність видовжених дуг на обробленій поверхні, забезпечено оптимальні гідродинамічні характеристики потоків робочої рідини в зоні

обробки і видалення продуктів ерозії у магістраль зливу і, в кінцевому підсумку, підтвердити забезпечення кількісних і якісних показників процесу

Процес РОД непрофільованим ЕІ є одним із високопродуктивних фізико-технічних способів обробки. Проте, він вимагає подальшої розробки та реалізації в умовах конкретних технологій, що передбачає розробку та впровадження у виробництво відповідних технічних рішень у вигляді так званих ЕЕГ. В цьому зв'язку було розроблено і виготовлено ЕЕГ. За допомогою розрахункового модуля COSMOSFLO Works отримано розподілення полів швидкості руху робочої рідини в зоні обробки, визначено оптимальний кут виходу α робочої рідини із сопел та відстань l останніх від заготовки. Розраховано гідродинамічні характеристики робочої рідини в зоні обробки. Доведено, що запропонована ЕЕГ забезпечує якісні та кількісні показники процесу обробки.

В подальшому необхідним є дослідження електротехнологічних характеристик процесу та практична реалізація ЕЕГ в системі ВПД за умови забезпечення відповідних рухів ЕІ.

Список літератури

1. Носуленко В.И. Электрическая дуга в поперечном потоке среды – диэлектрика как источник тепла для новых технологий /В.И. Носуленко// Электронная обработка материалов, – 2005. – № 2. – С. 26-32.
2. Носуленко В.І., Шелепко О.В. Розмірна обробка електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом як альтернатива традиційним технологіям // Збірник наукових праць КНТУ/Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація/-Вип.42, ч.2 - Кіровоград: КНТУ, 2011. –238 с.
3. SolidWorks Flow simulation [Электронный ресурс] // Официальный сайт разработчика – Режим доступа к ресурсу: <https://www.solidworks.com/sw/products/cfd-flow-analysis-software.htm>.
4. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008 Компьютерное моделирование в инженерной практике /А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, М.Б.Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008.-1040с.: ил. + DVD – (Мастер).

В. Носуленко, А. Шелепко

Электроэрозионная головка для размерной обработки электрической дугой непрофилированным электродом

Предложено, разработано, изготовлено и экспериментально апробировано электроэрозионную головку для размерной обработки электрической дугой непрофилированным электродом-инструментом.

V.Nosylenko, A.Shelepko

Electro-erosive head for size treatment a voltaic arc by the unprofiled electrode

It is offered, worked out, made and an electro-erosive head is experimentally approved for size treatment a voltaic arc by the unprofiled electrode-instrument.

Одержано 10.10.11

УДК 621

В.И. Шаповалов, проф., д-р техн. наук*Materials and Electrochemical Research Corporation, Tucson, Arizona 85706***А.С. Высоцкий, доц., канд. техн. наук***Кировоградский национальный технический университет*

Газоармированные поршневые компрессионные кольца двигателей внутреннего сгорания

В статье рассмотрены актуальные вопросы современного материаловедения в двигателестроении. Представлены новейшие технологии получения и обработки композиционных пористых материалов – газаров. Показаны перспективные направления применения газаров в качестве триботехнических материалов цилиндро-поршневой группы ДВС.

газар, водород, газоэвтектическое превращение, пористый металл

Совершенствование силовых установок, применяющихся, в том числе, на сельскохозяйственных машинах, предполагает улучшение их экологичности, ресурсосбережения, литровой мощности. Современные технологии предлагают разнообразные решения этих задач. Так, в конструкции поршневых ДВС, успешно реализуется проект ДизОтто, суть которого состоит в конструктивном объединении в одном агрегате силовой установки, работающей в дизельном либо искровом режиме в зависимости от нагрузки [1].

Реализация таких новаторских технологий, как ДизОтто, невозможна без использования современных материалов.

Исследования фазовых равновесий и превращений в металлах, насыщенных водородом, выявили закономерности газоэвтектического распада расплавов. С учетом этих закономерностей были созданы технологии новых высокопрочных пористых материалов на базе железа, магния, меди, алюминия и других металлов. Эти материалы, получившие название ГАЗАРОВ (т.е. газом армированных), имеют широкую перспективу использования при производстве облегченных конструкций и триботехнических изделий, фильтров, теплообменников, катализаторов и т.п [2-4].

Авторы предлагают на основании результатов исследования применение газоармированных композитов – газаров в качестве материалов основных деталей цилиндро-поршневой группы ДВС, в частности, построенных по технологии ДизОтто (рис.1).



Рисунок 1 - Газоармированные материалы и изделия из них

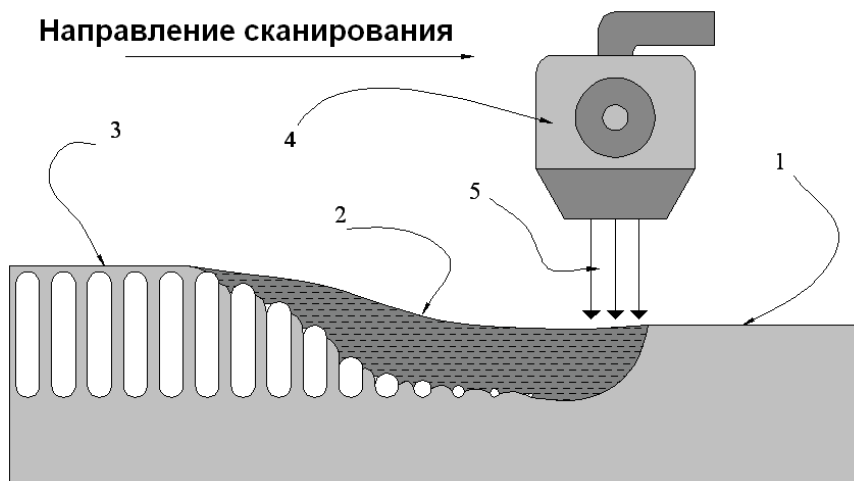
Компрессионные кольца в совокупности с системой поршневых канавок и зазоров выполняют функции лабиринтного и сальникового уплотнений. На кольца действуют силы от давления газов, силы упругости и трения кольца о стенки цилиндра, силы инерции кольца. Рабочая температура верхнего кольца – $350 \dots 450^0$ С. Компрессионные кольца изготавливают из различных материалов, в зависимости от служебных требований к изделиям.

Материал поршневых колец должен обладать возможно меньшим коэффициентом трения на всех режимах работы двигателя, в том числе при «холодных пусках», т.е. в условиях недостатка смазки. Обычно потери на трение при работе поршневых колец и поршней составляют 50 - 60 % всех механических потерь в двигателе. Поэтому поверхности трения основных триботехнических деталей современных ДВС – поршневых колец, гильз цилиндров должны обладать маслоудерживающим эффектом. Эти поверхности традиционно изготавливают пористыми либо рифлеными. Такая макрогеометрия достигается различными технологиями – термической, химической, химико – термической, нанесением микрорельефа в ходе размерной обработки и т.п. [5]. Например, треть толщины слоя трения снаружи обычно представляет собой пористый хром, осажденный электролитическим способом. Пористость этого слоя определяется микротрещинами в матрице покрытия, что снижает его долговечность. Однако удается минимизировать режимы сухого трения при работе трибопар двигателя.

В целом, можно констатировать, что параметры морфологии структуры и пористости традиционных материалов не удовлетворяют возрастающим эксплуатационным характеристикам деталей цилиндропоршневой (ЦПГ) группы ДВС.

Весьма перспективно использовать для изготовления компрессионных колец плазменно-сканирующий способ получения газаров. Этим способом можно получать пористый наружный слой, сохраняя внутреннюю часть кольца монолитной. Такое кольцо будет иметь намного более высокую прочность, чем полностью пористое. Это новый способ получения пористых покрытий и объемных изделий из газаров, разработанном в США сравнительно недавно [6]. Этот способ основан на том, что ионизация водорода резко повышает скорость насыщения металла и увеличивает его концентрацию до газо-эвтектической точки даже без применения высокого давления. Такая ионизация происходит в плазменном потоке температурой 4000-5000 градусов. Ранее плазменно-дуговой нагрев для получения газаров (без сканирования) был предложен в Украине [7].

Используя возможность контролируемого сканирования плазменной горелки, этим методом можно получать пористые покрытия на монолитных изделиях, расплавляя только поверхностный слой материала (рис. 2). Водород или другой активный газ подаются в зону горения дуги, газ ионизируется и быстро насыщает небольшой объем расплавленного металла. Затем при затвердевании происходит газо-эвтектическая реакция и в поверхностном слое формируется структура газара (рис. 3). Можно также использовать вместо плазмотрона лазер, но этот вариант несколько дороже, хотя и имеет свои преимущества. Таким способом можно получать поры, закрытые с поверхности, а также поры, выходящие на поверхность (рис. 4, 5).



1- базовый материал (изделие); 2- расплав; 3- пористое покрытие; 4- плазматрон; 5- плазменный пучок, содержащий активный газ (водород)

Рисунок 2 – Общая схема получения пористых покрытий на монолитных изделиях путем сканирования пучком высокотемпературной плазмы

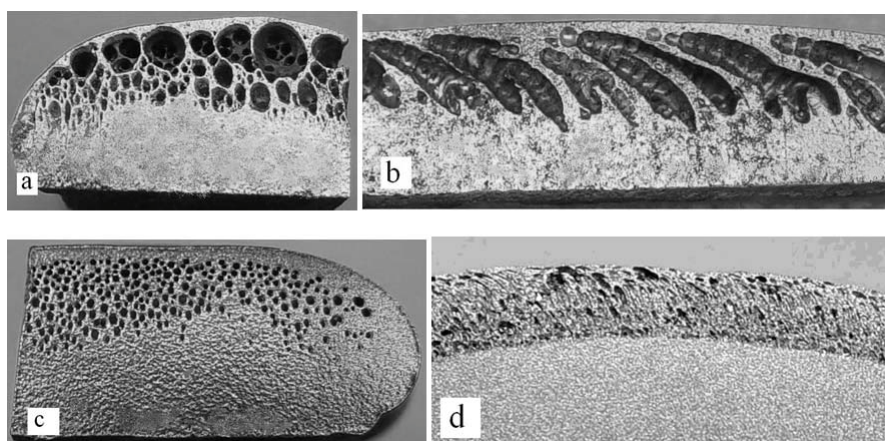


Рисунок 3 – Разные типы структуры пористых покрытий с монолитной корочкой (диаметр пор 0.5-1.5 мм)

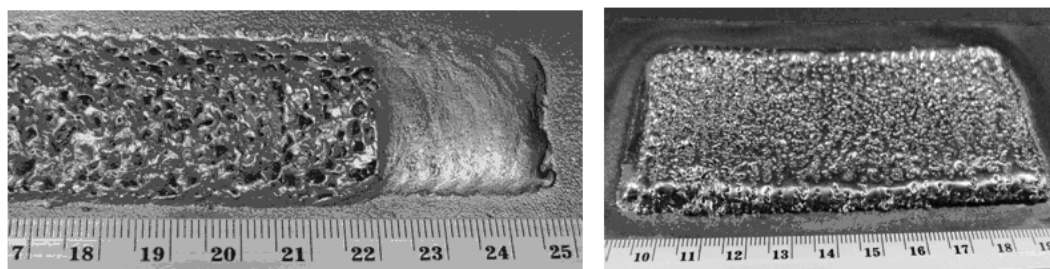
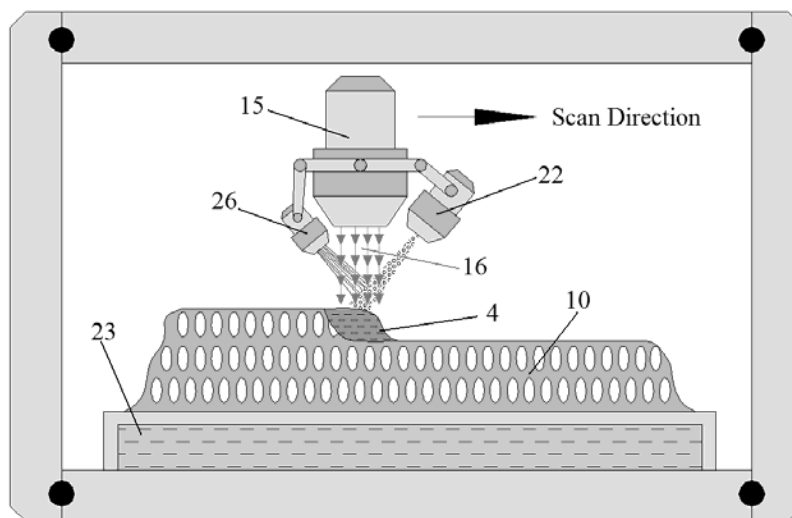


Рисунок 4, 5 – Пористое покрытие с открытой пористостью (слева – аустенитная сталь; справа – титановый сплав)

Если подавать в зону дуги базовый материал в виде порошка или проволоки, то можно слой за слоем наращивать газар в виде изделий любой формы и любого размера (рис. 6, 7). В этом случае активный газ может поставляться в зону горения дуги не только в газообразном, но и в жидком состоянии или в виде соединений, которые разлагаются под воздействием высоких температур (вода, гидриды, углеводороды,

окислы металлов). Для получения газаров таким методом отпадает необходимость высокого давления активного газа. Другим достоинством этого метода является возможность получения газаров практически любого размера и любой формы с абсолютно равномерной структурой по всему объему. Для получения изделий из газаров таким методом не требуется литейной формы, так как само изделие формируется слой за слоем и движение плазменной горелки контролируется компьютером. Этим способом можно получать газары на основе практически любого металла или сплава вплоть до титана и таких тугоплавких металлов как вольфрам и молибден. Камера, в которой происходит формирование газара (рис. 8, 9), заполняется инертным газом при нормальном или слегка повышенном давлении, что обеспечивает безопасность и невысокую стоимость всего устройства.



23- водо-охлаждаемый холодильник-кристаллизатор; 15- высокотемпературная плазменная горелка; 16- поток плазмы; 4- насыщенная водородом или другим активным газом жидкость; 10- газар; 26- устройство доставляющее в зону горения дуги водород в виде газа, жидкости (например воды) или твердых частиц (например гидридов); 22- устройство, доставляющее в зону горения дуги базовый материал в виде порошка, проволоки или ленты

Рисунок 6 – Общая схема получения изделий из газаров путем сканирования плазмотроном

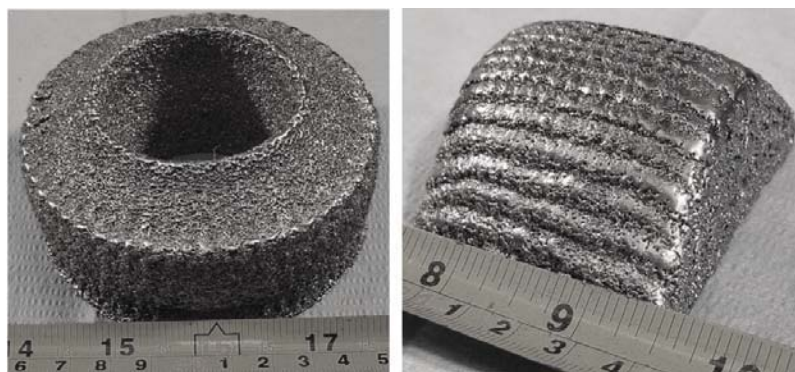
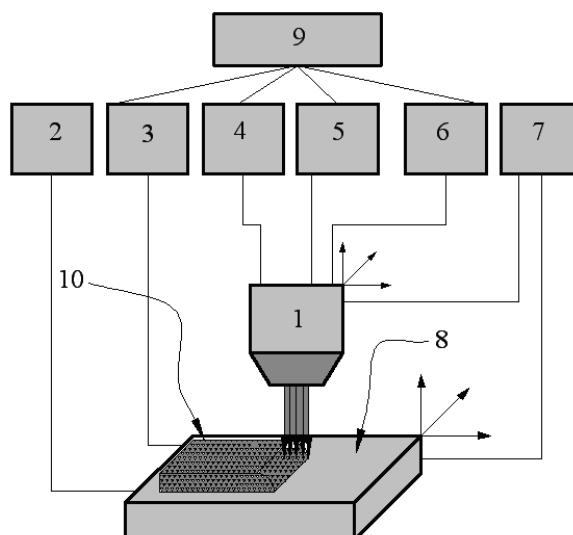


Рисунок 7 – Вид изделия из титановых газаров с открытой пористостью, полученные методом ПС



1- плазмотрон; 2- система охолодження підложки; 3- система нагрівання підложки; 4- подача активного газу; 5- управління потужністю плазменного пучка; 6- система подачі порошку або проволочки базового металу (кераміки); 7- система, управляюча трьохмерним рухом підложки або плазмотрона; 8- охолоджуєма підложка; 9- комп'ютерна система управління;
10- сформована структура газу

Рисунок 8 – Обща схема технології отримання газів з допомогою плазменного сканування

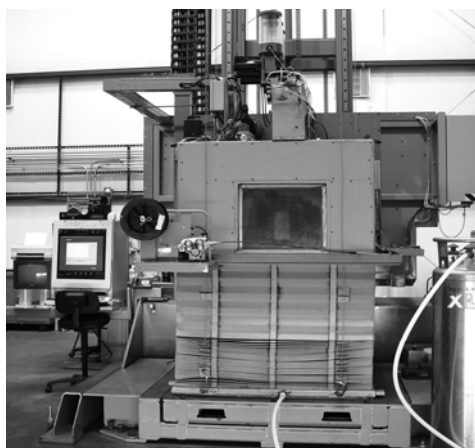


Рисунок 9 – Зовнішній вигляд установки для отримання газів методом плазменного сканування (ПС)

Можно получать также отливки колец из газоармированного чугуна по несколько иной технологии, также имеющей свои преимущества. В этом случае расплав чугуна эвтектического состава обрабатывался водородом при расплавлении и кристаллизации. В процессе кристаллизации направленное охлаждение производили от температуры $T_{пл.} + 50 - 250^{\circ}\text{C}$, обеспечивающей высокие литейные свойства, до температуры затвердевания, а давление водорода в автоклаве при этом монотонно поднимали в диапазоне $0,005 \dots 10\text{МПа}$ со скоростью $0,001 - 3\text{МПа/с}$ для выравнивания диаметра пор и прекращения процесса их коагуляции. Кристаллизатор установки – кокиль.

После окончания кристаллизации и охлаждения до $T_{пл.} - 200^{\circ}\text{C}$ давление в автоклаве снижали до $0,1\text{МПа}$ и заготовки из газара окончательно остывали до комнатной температуры - $18 \dots 20^{\circ}\text{C}$.

Отливка кольца имела микроструктуру эвтектического белого чугуна – ледебурит; макроструктура характеризовалась анизотропной пористостью (рис 10). Диаметр пор – $0,01\text{мм}$.

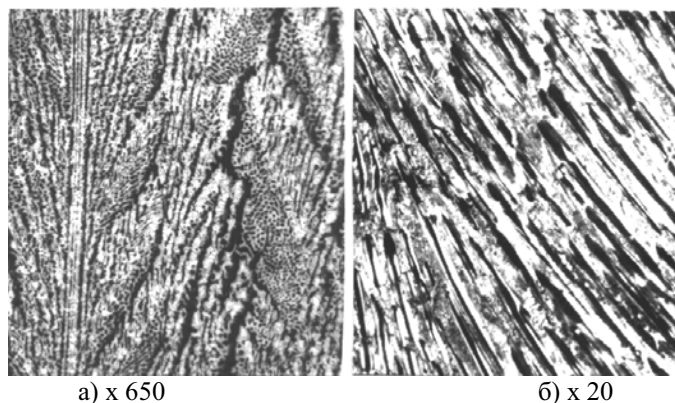


Рисунок 10 – Микро а) и макроструктура б) газоармированного белого чугуна

Поры газоармированного компрессионного кольца располагаются нормально к поверхности трения, взаимопараллельны и взаимоизолированы (рис. 11). Такая структура в триботехнике классифицируется, как структура «идеального пористого тела». На данном этапе развития технологий пористых триботехнических материалов лишь газартехнологии способны обеспечить подобные параметры.

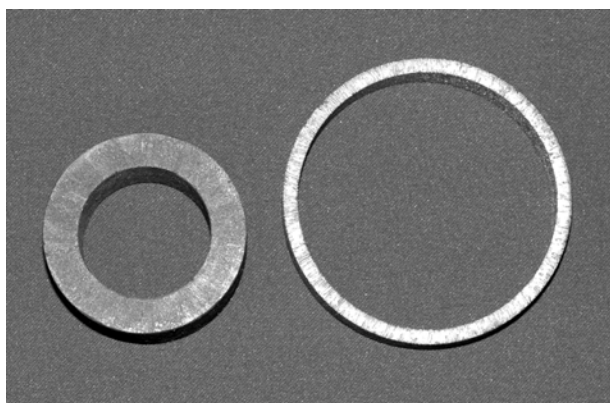


Рисунок 11 – Заготовки газоармированных компрессионных колец ДВС с нормальной к поверхности трения ориентацией цилиндрических пор

Пористость изделий составила $P=15\%$. Как известно, поршневые кольца и поршни ДВС составляют т.н. «динамическую массу», даже незначительное снижение которой приводит к существенному возрастанию индикативной мощности двигателя.

Оптимальной с точки зрения долговечности является перлитно-ферритная микроструктура чугуновых компрессионных колец. С целью обеспечения такой структуры был произведен графитизирующий отжиг газоармированных поршневых колец (ГПК). Режим отжига: температура – $970...1000^{\circ}\text{C}$, продолжительность – 10 часов. В результате получена перлитно-ферритная микроструктура ковкого чугуна твердостью 250 ... 270 НВ (НВ 2,5 ... 2,7 ГПа).

Далее, термодиффузионным насыщением поверхностного хромового слоя, получили на поверхности трения покрытие толщиной до 30 мкм с микротвердостью H_{100} 7000 МПа, представляющее собой твердый раствор хрома в α железе с концентрацией хрома до 60%, а далее слой толщиной до 200 мкм, характеризующийся мелкодисперсным эвтектоидом с компактными включениями графита.

По представлению авторов, после некоторой модернизации установки по изготовлению чугуновых газаров возникнет возможность совмещения процессов графитизирующего отжига и диффузионной металлизации изделий. Это приведет к существенному удешевлению данной технологии.

Авторы считают, что результат проведенных исследований доказывает возможность применения газар-технологий в совершенствовании традиционных и новейших конструкций поршневых ДВС. Можно прогнозировать, что применение газоармированных композитных пористых материалов для изготовления компрессионных колец позволит:

- повысить индикативную мощность дизельных и искровых ДВС за счет снижения динамических масс;
- преодолеть «конструктивную невозможность» в поршневом ДВС обеспечения постоянной подачи смазки на поверхность трения кольца за счет эффекта самосмазывания;
- увеличить компрессию ДВС за счет способности «прилипания» пористого кольца к зеркалу цилиндра при работе ДВС, что определяется капиллярным эффектом пор газа;
- повысить долговечность и надежность цилиндро-поршневой группы ДВС за счет замены гальванической металлизации поверхности трения колец диффузионной.

Список литературы

1. Высоцкий А.С., Карпов В.Ю. Применение газоармированных гильз блока цилиндров в концептуальном двигателе внутреннего сгорания ДизОтто//, Тезисы VI международной научно-практической конференции «Наука и технология: шаг в будущее - 2010» Прага. Чехия. 27.10.2010-05.11.2010. 36-38С.
2. Шаповалов В.И. Газоармированные материалы – 30-летний путь проблем и прогресса. Сообщение 1. Металл и Литье Украины, 2011, №3, С. 3-12.
3. Шаповалов В.И. Газоармированные материалы – 30-летний путь проблем и прогресса. Сообщение 2. Металл и Литье Украины, 2011, №3, С. 3-9.
4. Shapovalov V. Method for manufacturing porous articles. USA Patent #5181549, Jan. 26, 1993.
5. Высоцкий А.С., Карпов В.Ю. Размерная обработка изделий общетехнического назначения из газоармированных капиллярно-пористых материалов//, Тезисы II международной научно-практической конференции «Наука и технология: шаг в будущее - 2010» Прага. Чехия. 13.11. 2010-18.11. 2010. 53-56 с.
6. Withers J., Shapovalov V., Method and Apparatus for Producing Porous Articles. US Patent Application Serial No. 60/956,374. Filed: August 16, 2007.
7. Naydek V. L., Pereloma V., Shapovalov V., Lenda Y. Method for the production of porous cast products. World Patent WO9811264. Filed September 16, 1996.

В.Шаповалов, О.Висоцький

Газоармовані поршневі компресійні кільця двигунів внутрішнього згорання

У статті розглянуті актуальні питання сучасного матеріалознавства в двигунобудуванні. Представлені новітні технології отримання і обробки композиційних пористих матеріалів – газарів. Показані перспективні напрямки вживання газарів в якості триботехнічних матеріалів циліндро-поршневої групи ДВЗ.

V. Shapovalov, A. Vysotsky

Compression piston-rings of combustion engines of internal-combustion

The article deals with topical issues of modern materials in engine. The newest technology of production and processing of composite porous materials - Gazarov. Showing promising areas of application Gazarov as tribological material cylinder-piston WIS.

Получено 11.10.11

УДК 621.906-8.

В.М.Пестунов, проф., канд. техн. наук, О.С.Стеценко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Підвищення ефективності багатошпindelних головок агрегатних верстатів у сільськогосподарському машинобудуванні

В статті описується і обґрунтовується теоретично конструкція багатошпindelної головки для агрегатних і багатоопераційних верстатів, яка дозволяє управляти пружними деформаціями і тим самим підвищується продуктивність і точність обробки деталей сільськогосподарської техніки (500 знаків)!!!
шпindelна головка, розподільча головка, гвинтова передача, пружна деформація

Силові багатошпindelні головки використовуються при багатошпindelній обробці на верстатах, а також в автоматичних лініях .

Силові багатошпindelні головки, які утримують шпindelну коробку, мають привід головного руху, кінематичний ланцюг якого включає ланку настроювання, несамогальмуючу гвинтову передачу з веденим елементом, розташованим на поверхні шпindelної коробки, розміщення якої перпендикулярне робочому переміщенню головки [1].

Недоліком відомих головок є недостатня точність обробки через зсув рівнодіючої осьової сили різання при роботі частини шпindelів від загальної кількості, або при роботі шпindelів з різними режимами різання (V , S , t).

Для усунення цього недоліку приводу головного руху додається несамогальмуюча гвинтова передача з ланками настроювання, ведені елементи яких розташовані в тій же поверхні корпусу шпindelної коробки, що й основний, а ділянки їхнього кріплення утворюють на зазначеній поверхні шпindelної коробки вершини трикутника.

На рис.1 зображена кінематична схема силової багатошпindelної головки; на рис.2 - розміщення ведених елементів несамогальмуючих гвинтових пар на шпindelній коробці головки.

Силова багатошпindelна головка має станину 1, силовий стіл 2, шпindelну коробку 3, розподільну коробку 4, двигун 5, ланки 6-8 настроювання, несамогальмуючі гвинтові передачі 9-11, диференціальний механізм 12 і шпindelі 13-16. На станині 1 встановлена розподільна коробка 4, на якій закріплений двигун 5. Розподільна коробка через рухому несамогальмуючу гвинтову передачу 9-11 з'єднана з шпindelною коробкою. У розподільній коробці встановлені ланки настроювання 6-8, які виконуються у вигляді гітар змінних коліс. На корпусі шпindelної коробки 3, встановленої на силовому столі, розміщені ведені і елементи 17-19 несамогальмуючих гвинтових передач 9-11.

У процесі роботи верстата від двигуна 5 через розподільну коробку 4, ланки настроювання 6-8, гвинтові передачі 9-11 і диференціальний механізм 12 обертання одержують шпindelі 13-16. Одночасно силовий стіл 2 надає шпindelній коробці 3 зворотно-поступальний рух відповідно до цикла роботи верстата.

У процесі обробки, коли гвинтові передачі 9-11 передають крутний момент M_1 , M_2 , M_3 у них виникають осьові сили Q_1 , Q_2 , Q_3 спрямовані протилежно напрямку осьових складових сил різання P_{x1} , P_{xp} .

Ведені елементи гвинтових передач на площині шпindelної коробки розташовуються у формі трикутника ABC із таким розрахунком, щоб можна було керувати пружними переміщеннями шпindelної коробки, які виникають внаслідок навантаження осьовими складовими зусиллями різання P_{x1} , P_{xp} .

Для зміни точки прикладання рівнодіючого зусилля, яке розвантажує шпindelну коробку, необхідно змінювати їхнє співвідношення шляхом зміни передаточного відношення ланок налаштування 6-8.

Використання запропонованого пристрою дозволяє керувати пружними деформаціями елементів системи СПИД шляхом зміни положення точки прикладання рівнодіючого зусилля, що розвантажує, в 1,8-2,5 рази знижує пружні деформації верстата та в 1,5-2 рази підвищує його довговічність і точність.

Силкові багатшпindelні головки з пристроєм, який дозволяє управляти пружними деформаціями системи СПИД мають складну кінематичну схему і складну конструкцію привода головного руху. Для усунення цього недоліку була розроблена багатшпindelна силова головка, конструкція і кінематика якої значно простіша.

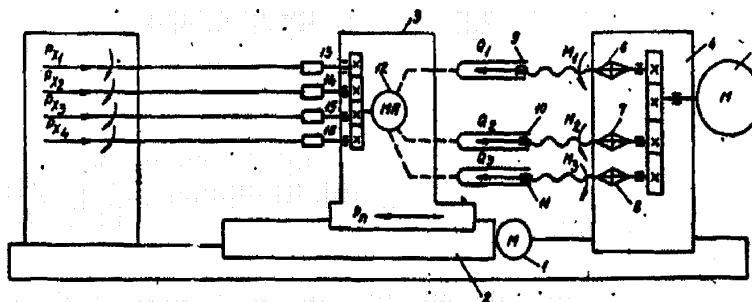


Рисунок 1 - Силова багатшпindelна головка з механізмом для усунення пружних деформацій

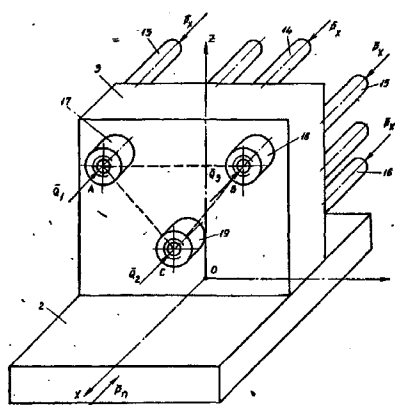


Рисунок 2 - Розміщення введених елементів несамогальмуючих гвинтових пар на шпindelній коробці головки

Розроблена головка має станину 1, силовий стіл 2, шпindelну коробку 3, розподільну коробку 4, двигун 5, ланки погоджування 6, 7 і 8, несамогальмуючі гвинтові передачі 9, 10 і 11, змінні колеса 12, що представляють загальну ланку налаштування і шпindelі 13, 14, 15, 16 і 17 (рис.3).

На станині 1 встановлена роздавальна коробка 4, на якій закріплений двигун 5. Розподільна коробка через підвішені несамогальмуючі гвинтові передачі 9, 10 і 11 з'єднана зі шпindelною коробкою 3. У розподільній виробці встановлені ланки настроювання 6, 7 і 8, що дозволяють налагоджувати шпindel або групу шпindelів на одержання заданої швидкості різання. Однак, у випадку обробки отворів однакового діаметра силова головка може і не мати зазначених ланок налагоджування. У цьому випадку задана швидкість різання встановлюється за допомогою підбора змінних коліс 12. Шпindelна коробка 3 установа на силовому столі.

У процесі роботи обертання шпindelів 13, 14, 15, 16 і 17 здійснюється від електродвигуна 5 через змінні колеса 12, розподільну коробку 4, ланки настроювання 6, 7 і 8 і гвинтові передачі 9, 10, 11. Одночасно силовий стіл 2 здійснює зворотно-поступальний рух із шпindelною коробкою у відповідності з циклом роботи.

У процесі обробки, коли гвинтові передачі 9, 10, 11 передають крутний момент, у них виникають осьові сили P_1, P_2, P_3 , спрямовані протилежно напрямку осьових складових сил різання $P_{x1} \dots P_{xi}$.

Для зміни точки прикладання рівнодіючого зусилля, яке розвантажує шпindelну коробку, необхідно змінювати їхні співвідношення шляхом заміни кута нахилу в гвинтових передачах.

Кожна з гвинтових передач автономно з'єднана, щонайменше, з тяжим шпindelом, що, в порівнянні із попередньою силовою багатошпindelною головкою, спрощує схему і конструкцію приводу.

Використання пропонованої силової багатошпindelної головки дозволяє керувати пружними деформаціями елементів системи СПИД, шляхом зміни положення точки прикладення рівнодіючого зусилля, що розвантажують шпindelну коробку, при цьому конструкція силової голівки простіше попередньої.

Однак у випадку, коли гвинтова передача з'єднає декілька шпindelів і з роздавальною коробкою, повного усунення деформації системи СПИД домогтися не вдається тому, що шпindelна бабка буде піддаватись незначним місцевим деформаціям в тих місцях, де будуть вести обробку два або більше шпindelів, з'єднаних однією гвинтовою передачею з роздавальною коробкою.

Для усунення недоліку пропонується силова багатошпindelна головка, в якій кількість шпindelів буде відповідати кількості несамогальмуючих гвинтових передач.

Шпindelна коробка, запропонованої багатошпindelної головки не буде піддаватись ніяким навантаженням і повністю будуть відсутні пружні деформації шпindelної коробки. Це, в свою чергу, значно підвищить точність обробки виробу та довговічність багатошпindelної силової головки.

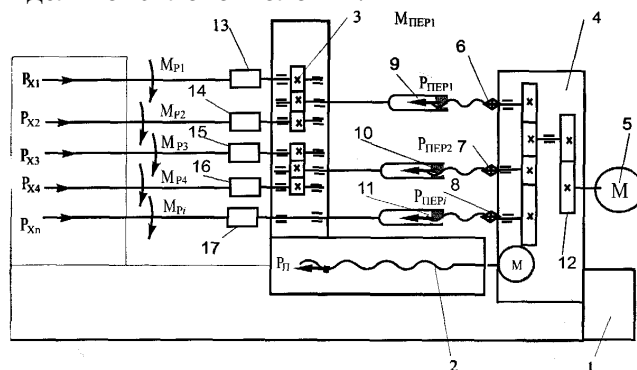


Рисунок 3 - Силовa багатошпindelна головка з механізмом керування пружними деформаціями із загальною ланкою настроювання

У ряді випадків більш доцільним є застосування декількох механізмів перерозподілу навантаження в приводі силових вузлів а умовах багатоінструментальної

обробки. У цьому випадку, виконавчий орган приводу подачі навантажується декількома силовими потоками, спрямованими на компенсацію осьових складових технологічної навантаження і сил тертя в направляючих виконавчого органа приводу подачі. Перемінна структура з багатопоточним перерозподілом навантаження в приводі силового вузла показана на рис. 4.

Особливість цієї структури полягає в тому, що кількість механізмів перерозподілу навантаження в приводі відповідає кількості інструментів і кінематичних ланцюгів головного руху чи передачі силових потоків, спрямованих на компенсацію кожної осьової складової технологічного навантаження, тобто

$$\left\{ \begin{array}{l} [P_{\text{ПЕР}1} = f(M_{P1})] \geq P_{X1} \\ [P_{\text{ПЕР}2} = f(M_{P2})] \geq P_{X2} \\ \dots\dots\dots \\ [P_{\text{ПЕР}n} = f(M_{Pn})] \geq P_{Xn} \\ [P_{\text{ПЕР}n+1} = f(M_{Pn+1})] \geq P_{Xn+1} \end{array} \right. \quad (1)$$

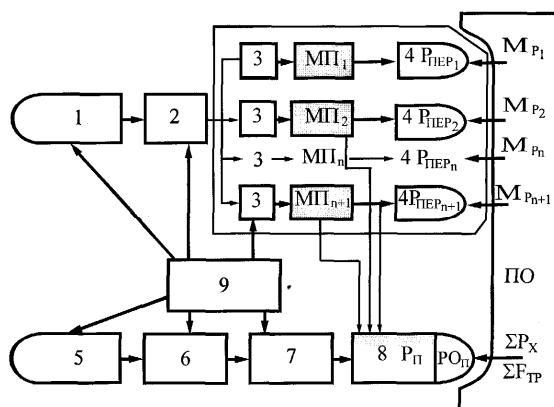


Рисунок 4 - Перемінна структура з багатопоточним перерозподілом навантаження в приводі силового вузла

При цьому, як і для перемиїх структур з одним силовим потоком, привід подачі розвиває зусилля подачі $P_{\text{П}}$, необхідне при врізанні інструментів і для компенсації сил тертя $\Sigma F_{\text{тр}}$, що виникають у направляючих виконавчого органу приводу подачі й у рухливих з'єднаннях кінематичних ланцюгів приводу силового вузла. Слід зазначити, що всі зусилля $P_{\text{ПЕР}}$ розташовуються співвісно з осьовими складовими P_x ; технологічного навантаження. Це забезпечує сприятливі умови функціонування виконавчого органу приводу подачі.

Запропонована перемінна структура приводу силового вузла містить механізми перерозподілу (див. рис. 4.) $МП_1 \dots МП_{n+1}$, вхідні ланки яких з'єднані з двигуном 1 через передавальний механізм 2, механізми перетворення 3, а вихідні ланки з виконавчими органами 4 привода головного руху і виконавчим органом приводу подачі 8, що одержує рух від двигуна 5, передавальний механізм 6, механізм 7 перетворення обертального руху в поступальне.

Конструкція силового вузла перемиїної структури з багатопоточним перерозподілом навантаження в приводі показана на рис. 5.

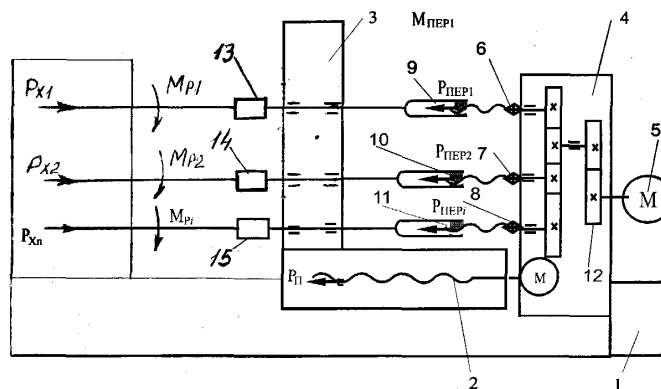


Рисунок 5 - Кінематична схема багатошпindelної силової голівки перемінної структури з многопоточним перерозподілом навантаження в приводі

Силовий багатошпindelний вузол містить нерухому станину 1, на напрямних якої знаходиться рухлива платформа 2, багатошпindelну коробку 3, роздавальну коробку 4, електродвигун 5, ланки настроювання 6-8, механізми перерозподілу навантаження 9-11, змінні зубчасті колеса 12, шпindelі 13-15.

У процесі роботи силового вузла обертання від електродвигуна 5 через змінні колеса 12, ланки настроювання 6-8, механізми перерозподілу 9-11 передається шпindelям 13-15 з необхідною частотою обертання, що сприймають моменти різання $M_{P1} - M_{Pi}$ й осеві складові $P_{X1} - P_{Xi}$. Заданий технологічний цикл переміщення рухливої платформи 2 по напрямних станини 1 здійснюється двигуном M_1 . Під впливом моментів різання M_{P1} і M_{P2}, M_{P3} у механізмах 9, 10, 11 перерозподільника навантаження виникають зусилля перерозподілу $P_{пер1}, P_{пер2}, P_{пер3}$ спрямовані на компенсацію осевих складових P_{X1}, P_{X2}, P_{X3} . Таким чином, на виконавчий орган приводу подачі - рухливу платформу 2 діють наступні сили потоки:

$$\left\{ \begin{array}{l} [P_{пер1} = f(M_1)] \geq P_{X1} \\ [P_{пер2} = f(M_2)] \geq P_{X2} \\ [P_{перi} = f(M_i)] \geq P_{Xi} \\ P_{\Pi} \geq \sum F_{тр} \end{array} \right. \quad (2)$$

де $\sum F_{тр}$ - сумарна сила тертя в направляючих виконавчого органу приводу подачі.

Найкращою умовою функціонування виконавчих органів приводів подачі з погляду мінімізації навантажувальних втрат у приводі подачі є співвісне розташування зусилля подачі P_{Π} і осевий складовий P_x технологічного навантаження. При цьому, у зв'язку з відсутністю перекидаючих моментів сил, що діють на виконавчий орган приводу подачі, наприклад, пінольний механізм силового вузла і пружні деформації пари піноль-корпус, варто очікувати підвищення точності обробки і довговічності напрямних виконавчого органу.

Оснащення агрегатних і багатоопераційних верстатів багатошпindelними голівками з керованим управлінням пружними деформаціями дозволить підвищити продуктивність і підвищити точність механічної обробки при виготовленні сільськогосподарської техніки.

Список літератури

1. Авторское свидетельство СССР №487714, кл. В23 В3/00, 1973.
2. Авторское свидетельство СССР №916243, кл. В23 В47/00, 1981.
3. Авторское свидетельство СССР №1017469, кл. В23 В47/00, 1982.

4. Кузнецов Ю.Н., Крыжановский В.А. Агрегатно-модульное технологическое оборудование нового поколения. К. Кировоград: ООО «ЗМОК» - ПП «ГНОЗИС», 2001. – 258 с.

В.Пестунов, А.Стеценко

Повышение эффективности многшпиндельных головок агрегатных станков в сельскохозяйственном машиностроении

В статье описана конструкция многшпиндельной головки для агрегатных станков с управлением упругими деформациями, что позволяет повышать производительность и точность обработки.

V.Pestunov, A.Stecenko

Increase of efficiency multispindle heads of modular machine tools in agricultural mechanical engineering

In the article the construction of multi-spindle head is described for aggregate machine-tools with a management by resilient deformations, what the productivity and exactness of treatment allow to promote

Одержано 18.10.11

УДК 621.9.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення конструктивних параметрів ВПК при виконанні типових рухів свердління

В статті визначаються конструктивні параметри верстатів з паралельною кінематикою при виконанні типових технологічних рухів механізмів з паралельною кінематикою.
верстат, гексапод, МПК, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Ефективне використання механізмів з паралельною кінематикою (МПК) як основи відповідних верстатів можливе при умові обґрунтованого визначення їх конструктивних параметрів. Головними складовими частинами верстатів з паралельною кінематикою (ВПК) є:

- несуча (каркасна) система;
- базова (нерухома) частина (платформа), на якій закріплюються опори рухомих ланок;
- кінематичні (рухомі) ланки;
- рухома платформа;
- виконавчий (робочий) орган ВПК.

Вибір головних параметрів цих частин, в основному, залежить від функціонального (технологічного) призначення верстата, яке оцінюється:

- розмірами оброблюваних деталей;
- виконуваними видами обробки (операціями);

4. Кузнецов Ю.Н., Крыжановский В.А. Агрегатно-модульное технологическое оборудование нового поколения. К. Кировоград: ООО «ЗМОК» - ПП «ГНОЗИС», 2001. – 258 с.

В.Пестунов, А.Стеценко

Повышение эффективности многшпиндельных головок агрегатных станков в сельскохозяйственном машиностроении

В статье описана конструкция многшпиндельной головки для агрегатных станков с управлением упругими деформациями, что позволяет повышать производительность и точность обработки.

V.Pestunov, A.Stecenko

Increase of efficiency multispindle heads of modular machine tools in agricultural mechanical engineering

In the article the construction of multi-spindle head is described for aggregate machine-tools with a management by resilient deformations, what the productivity and exactness of treatment allow to promote

Одержано 18.10.11

УДК 621.9.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення конструктивних параметрів ВПК при виконанні типових рухів свердління

В статті визначаються конструктивних параметри верстатів з паралельною кінематикою при виконанні типових технологічних рухів механізмів з паралельною кінематикою.
верстат, гексапод, МПК, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Ефективне використання механізмів з паралельною кінематикою (МПК) як основи відповідних верстатів можливе при умові обґрунтованого визначення їх конструктивних параметрів. Головними складовими частинами верстатів з паралельною кінематикою (ВПК) є:

- несуча (каркасна) система;
- базова (нерухома) частина (платформа), на якій закріплюються опори рухомих ланок;
- кінематичні (рухомі) ланки;
- рухома платформа;
- виконавчий (робочий) орган ВПК.

Вибір головних параметрів цих частин, в основному, залежить від функціонального (технологічного) призначення верстата, яке оцінюється:

- розмірами оброблюваних деталей;
- виконуваними видами обробки (операціями);

- розмірами та іншими параметрами оброблюваних поверхонь;
- вимогами до виконуваних операцій: точність, продуктивність і т. ін.

В даній роботі виконуються дослідження на прикладі верстатів-гексаподів, які призначені для виконання свердлильних операцій. Аналіз існуючих конструкцій таких верстатів показує, що їх каркасна частина представляє собою стояки або несучі пластини (стілки), які з'єднують основу каркаса з базовою її частиною. Кількість стояків (стінок) в таких конструкціях буває від трьох до шести. По своїй формі вони мають різне виконання (прямі, вигнуті, трубчасті, плоскі, коробчасті і ін.). Каркас за своїм призначенням забезпечує не тільки утримання МПК, а й формує робочу зону верстата в якій здійснює рухи виконавчий орган верстата оброблюючи задану деталь. Таким чином, розміри каркасу (висота, ширина, довжина, діаметр) повинні бути достатніми і раціонально обґрунтованими для ефективної роботи верстата. Важливою вимогою до визначення розмірів та конструктивного виконання каркасу є створення зручних умов для роботи ВПК, здійснення його налагоджень та контролю за функціонуванням. В цьому плані велике значення також відводиться забезпеченню зручних умов для встановлення на верстат оброблюваних деталей та різального інструменту, що забезпечується відповідним конструктивним виконанням каркасу: відстанню між стояками, розмірами відповідних «вікон» і т.ін. Приклади деяких типових ВПК з різними каркасами наведено на рис.1...рис.4.



Рисунок 1 – Верстат з паралельною кінематикою НехаМ «TOYODA» (Японія)



Рисунок 2 – Верстат-гексапод 6X «MIKROMAT» (Німеччина);

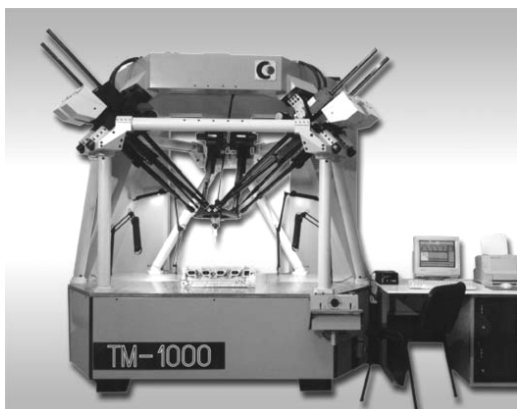


Рисунок 3 – Технологічний модуль TM-1000 АО "ЛАПИК" (Росія)



Рисунок 4 – Обробний центр ГЕКСАМЕХ-1 ВАТ "НІАТ" та ВАТ "САВМА" (Росія)

Подальші дослідження конструктивних параметрів ВПК – гексаподів виконано на прикладах реалізації слідуєчих свердлильних операцій:

- свердління отвору по вісі симетрії ВПК;
- свердління отворів паралельно вісі верстата;
- свердління отворів паралельно вісі верстата з наявністю обмежень руху інструменту;
- свердління отворів під кутом до вісі верстата.

Для кожного із варіантів обробки складається своя розрахункова схема на якій наведено основні параметри, що характеризують даний процес обробки. Відповідно відзначеним варіантам обробки розрахункові схеми представлені рис.5...рис.8. На даних схемах вказані розміри оброблюваних деталей по горизонталі - D_{∂} ; d_{∂} та по вертикалі H_{∂} , h_{∂} , а також глибина оброблюваних отворів $l_{обр.}$ та координати їх розміщення T, φ .

На схемах суцільною лінією показано вихідне положення рухомої платформи відведене від оброблюваної деталі на величину $l_{ш}$, що необхідно для зручного встановлення деталі на верстат та на зміну різального інструменту і т. ін. Ця величина ($l_{ш}$) буде відповідати швидкому підведенню інструменту до деталі за яким почнеться процес обробки на величину:

$$l = l_{обр.} + l_{вр.}, \text{ де } l_{вр.} = 2 \div 4 \text{ мм.}$$

Це нижнє положення платформи по завершенню обробки показано пунктирною лінією.

Так як ВПК відноситься до універсального обладнання з ЧПК, то при їх експлуатації передбачається обробка деталей різних габаритних розмірів з різним розміщенням та розмірами оброблюваних поверхонь по висоті та ширині деталі. В роботі прийнята умова, що всі ці деталі замінені однією комплексною деталлю, де в буквеному виді позначені її розміри, що може бути конкретизовано для різних деталей. Так при свердлінні отвору співвісно вісі верстата довжина обробки ($l_{обр.}$) є сумарною не перекриваємою величиною для всіх деталей, що в підсумку може відповідати початку обробки найбільш високої деталі до нижнього положення найнижче розміщеної деталі.

Виходячи з цих та інших умов переходимо до визначення основних розмірів ВПК.

Вихідне верхнє положення рухомої платформи буде залежити від: висоти оброблюваної деталі (H_{∂}); її вертикального розміщення відносно нижнього рівня основи каркасу ($H_{осн.}$); необхідної відстані між торцем деталі та вершиною різального інструменту ($l_{ш}$) з урахуванням довжини затискного пристрою, довжини різального інструменту ($H_{ін.}$). Остання складова визначається:

$$H_{ін.} = h_{р.ч.} + h_{\partial.ч.} + h_{з.п.},$$

де $h_{р.ч.}$ - необхідна довжина робочої частини інструменту;

$h_{\partial.ч.}$ - допоміжна частина інструменту, яка включає довжину конструктивно неробочої частини інструменту та запас робочої частини для переточування, наладки та ін.;

$h_{з.п.}$ - довжина затискного пристрою (патрону, оправки та ін.).

Сума вище наведених величин складає технологічну висоту ($H_{T.}$) ВПК:

$$H_{T.} = H_{\partial.} + l_{ш} + H_{ин.}$$

Другою частиною висоти ВПК є конструкторська складова, яка визначає необхідні параметри МПК для реалізації потрібних технологічних рухів. Її мінімальні розміри залежать від можливого максимально втягнутого положення кінематичних ланок (штанг), що в свою чергу залежить від конструктивних параметрів гексапода, основними із яких є:

a, b - відповідно відстань між опорами нерухомої і рухомої платформ;

L - максимальна довжина штанги;

l_{\min} - мінімальна довжина штанги;

$\alpha, \beta, \gamma, \lambda$ - відповідно кути обертання штанг в опорах.

Відзначені параметри впливають не тільки на висоту, а і ширину (діаметр) ВПК.

Так із виконаних досліджень [1-4] відстань між опорами рухомої платформи (a) повинна бути по можливості меншою ($b/a = 0...0,3$), що в свою чергу залежить від розмірів шпindelного вузла встановлюваного на даній платформі. Розмір між опорами нерухомої платформи в плані рухових можливостей повинен бути в межах $a/L = 0,6...1,0$. З іншого боку, з точки зору силових навантажень, штанги при обробці деталей не повинні переходити за вертикальне їх положення, а тому відстань між опорами повинна бути:

$$a \geq D_{\partial.} + b.$$

Величина відстані між стояками або стінками каркасу ВПК в нижній його частині повинна бути достатньою для обробки деталі та виконання всіх технічних і технологічних умов роботи верстата, а тому:

$$D_{кн} = (1,8...2,5) \cdot a$$

Розмір верхньої частини каркасу залежить від форми його виконання:

- для прямокутного $D_{кв} = D_{кн}$;

- для трапецієвидного (конічного) $D_{кв} = (1,0...1,5) \cdot a$.

Вертикальні розміри залежать від конструктивних особливостей виконання МПК, де основними характеристиками є розміри штанг (L, l_{\min}) та допустимі кути їх обертання в опорах ($\alpha, \beta, \gamma, \lambda$). В плані забезпечення максимальних рухових можливостей відношення l_{\min}/L повинно бути якомога меншим.

З урахуванням вищенаведених та деяких інших умов мінімальна висота для аналізованого варіанту обробки (рис.5) МПК дорівнює h . При визначенні цієї величини розраховується можливість МПК здійснювати необхідний рух ВО та різального інструменту для виконання заданих операцій, що, в значній мірі, залежить від максимальної (L) та мінімальної (l_{\min}) довжини штанг. Загальна мінімальна конструктивна величина ВПК буде:

$$H_K = h + h_{p.o.} + H_{осн.},$$

де $h_{p.o.}$ - величина виступу шпindelного вузла робочого органу нижче рухомої платформи;

$H_{осн.}$ - висота основи каркасу з пристроями на які встановлюється оброблювана деталь.

Таким чином, загальна мінімально необхідна висота ВПК дорівнює сумі технологічної та конструктивної величин.

$$H_{ВПК} = H_T + H_K.$$

З урахуванням вищенаведеного визначено величини конструктивних параметрів ВПК для виконання інших типових варіантів обробки деталей. (рис.6-рис.8).

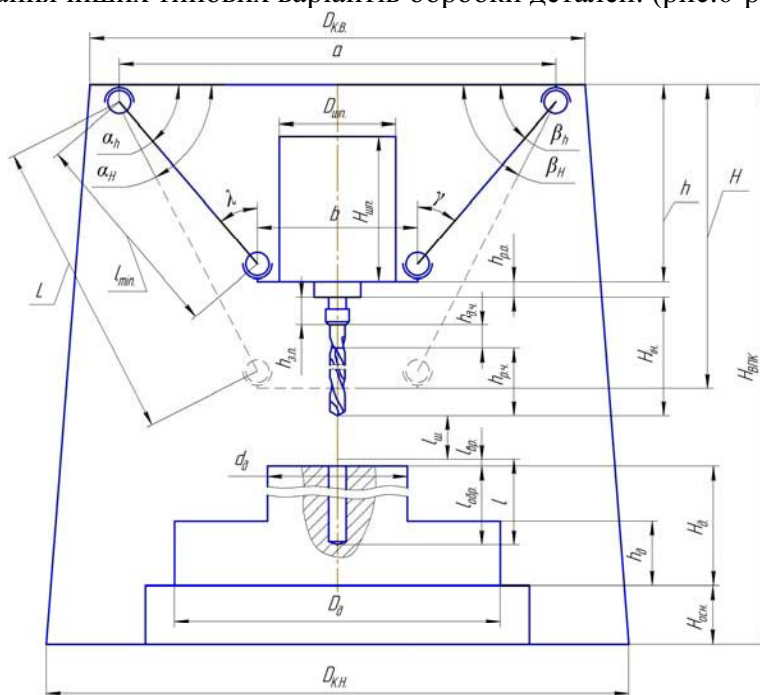


Рисунок 5 – Розрахункова схема гексапода для свердління отвору по вісі верстату

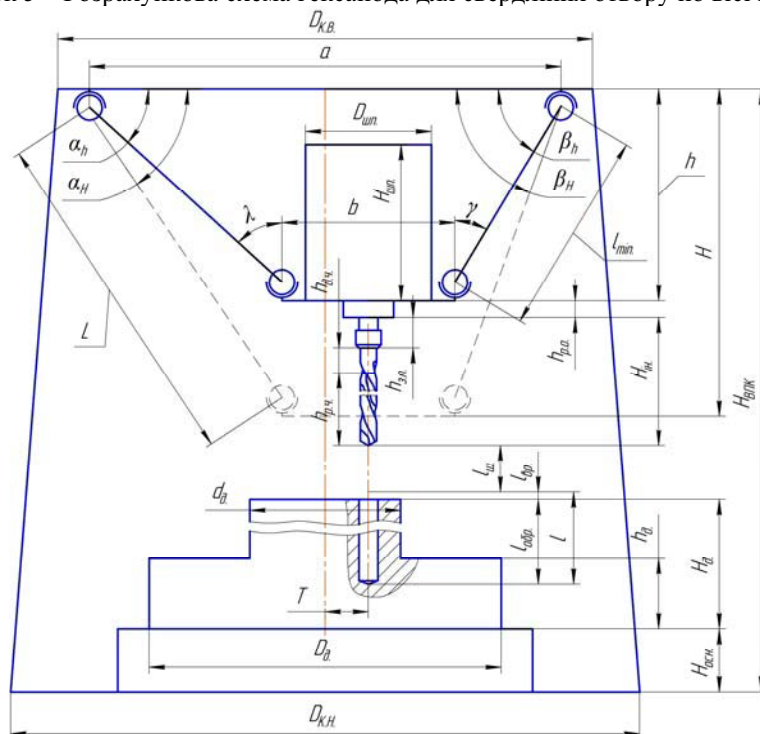


Рисунок 6 – Розрахункова схема гексапода для свердління отвору паралельно вісі верстату

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити наступні висновки:

1. Загальні розміри конструкцій верстатів з паралельною кінематикою складаються із технологічно необхідних та конструктивно доцільних розмірів.

2. На технологічно необхідні розміри впливають габаритні розміри оброблюваних деталей та розміри оброблюваних поверхонь і особливості їх розміщення на деталі.

3. Конструктивно доцільні розміри ВПК залежать від необхідних рухів виконавчого органу верстата та особливостей конструктивного виконання використовуваного механізму з паралельною кінематикою.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування./ Павленко І.І. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420с.
2. Павленко І.І., Валявський І.А. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою / І.І. Павленко, І.А. Валявський / Збірник наукових праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2008. – Вип.21 - С.304-310.
3. Павленко І.І., Валявський І.А. Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою. / Павленко І.І., Валявський І.А. / Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин – Кіровоград: КНТУ, 2008.- вип. 38 ч.1. -С.284-287.
4. Павленко І.І., Вахніченко Д.В., Годунко М.О. Аналіз впливу конструктивних параметрів МПК на рух платформи під кутом. / Павленко І.І., Вахніченко Д.В., Годунко М.О. / Збірник наукових праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2011. – Вип.24. ч.1. - С.279-283.

И.Павленко, Д.Вахниченко

Определение конструктивных параметров СПК при выполнении типичных технологических движений сверления

В статье определяются конструктивные параметры станков с параллельной кинематикой при выполнении типичных технологических движений механизмов с параллельной кинематикой.

I.Pavlenko, D. Vakhnichenko

Definition of design data MPK at performance of typical technological movements.

In article design data of machine with parallel kinematics are defined at performance of typical technological movements of the mechanism tool with parallel kinematics.

Одержано 21.10.11

УДК 631.01:534.1

О.М. Черниш, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Використання умов енергетичного балансу в коливальних процесах

Розглянутий енергетичний підхід у вивченні й оцінці якісних і кількісних характеристик найпростіших коливальних процесів.

механічні коливання, частота, амплітуда коливань, збурювальна сила, резонансний режим коливань

Створення і експлуатація сучасних машин неможливе без врахування особливостей і характеру коливальних процесів, які багато в чому визначають продуктивність, довговічність і надійність обладнання, а також якість продукції та умови роботи оператора [3-6]. Тому дослідження і розрахунки параметрів коливальних процесів є невід'ємною частиною динамічних розрахунків машин у цілому.

На сьогоднішній день теорії механічних коливань і її практичному застосуванню присвячене дуже багато досліджень і публікацій. Однак дотепер існує проблема вибору методик досліджень і розрахунків при розв'язанні наукових і технічних задач коливань і механіки машин [1-3, 5-7, 9].

У цьому зв'язку використання простих енергетичних співвідношень при аналізі коливальних процесів допоможе не тільки побачити фізичну картину явищ, але й у багатьох випадках дасть можливість прогнозування й одержання ефективних інженерних оцінок.

Відомо, що за кінематичними ознаками розрізняють усталені (періодичні) згасальні і зростальні коливання. В останньому випадку екстремальні відхилення амплітуд від середнього значення можуть досягти значної величини. Тому дослідження і прогнози таких коливань представляють найбільший практичний інтерес.

Досить розповсюдженим випадком періодичних коливань являються гармонійні коливання, при яких узагальнена координата q і її похідна змінюються пропорційно синусу (косинусу) із аргументом, що лінійно залежить від часу:

$$q = A \cdot \sin(\omega t + \alpha), \quad (1)$$

де A – амплітуда;

ω – колова або циклічна частота;

α – початкова фаза коливань.

Надалі при аналізі енергетичних співвідношень будемо вважати амплітуду A – повільно мінливою функцією, припускаючи, що за один період коливань $T = \frac{2\pi}{\omega}$ амплітуда мало змінюється у порівнянні з її середнім значенням. Таке припущення звичайно використовують у практиці. Це дозволяє вважати амплітуду коливань в межах періоду сталою величиною, яка дорівнює середньому її значенню. При цьому вважатимемо, що зміна амплітуди буде відбуватись лише при переході від одного періоду коливань до наступного.

Визначимо зміну механічної енергії ΔE гармонійного коливального процесу за відрізок часу Δt , який дорівнює періоду коливань T :

$$\Delta E = E(t_2) - E(t_1), \quad (2)$$

де $\Delta t = t_2 - t_1 = T$.

Для цього розглянемо диференціальне рівняння наступного вигляду:

$$m\ddot{q} + cq = Q(\dot{q}, t), \quad (3)$$

де m , c – відповідно інерційний і квазіпружний коефіцієнти;

Q – величина неконсервативної узагальненої сили.

Помножимо ліву і праву частину рівняння (3) на $\dot{q}dt$ [5].

В результаті одержимо:

$$dE = Q\dot{q}dt. \quad (4)$$

Звідки

$$\Delta E = \int_0^T Q\dot{q}dt. \quad (5)$$

При цьому тут $Q\dot{q}dt = Qdq$.

Отримана залежність (5) вказує на те, що величина зміни механічної енергії ΔE гармонійного коливального процесу за період T дорівнює роботі неконсервативних узагальнених сил.

Таким чином, при додатній зміні механічної енергії ΔE гармонійного коливального процесу ($\Delta E > 0$) амплітуда коливань буде зростати ($\Delta A > 0$), при від'ємній зміні ($\Delta E < 0$) амплітуда коливань буде зменшуватись ($\Delta A < 0$), а при відсутності зміни механічної енергії ($\Delta E = 0$) амплітуда залишиться постійною ($\Delta A = 0$).

Тепер розглянемо з енергетичних позицій найпростіші гармонійні коливальні процеси.

Спочатку розглянемо вільні коливання без урахування сил опору. У цьому випадку величина узагальненої сили відсутня ($Q = 0$) і згідно виразу (5) зміна енергії відсутня: $\Delta E = 0$. Отже, як і треба було очікувати, у цьому ідеальному випадку коливального руху амплітуда гармонійних коливань буде величиною сталою $A = const$.

Далі розглянемо вільні гармонійні коливання при дії сили опору, величина якої змінюється за лінійним законом

$$Q = -b\dot{q}, \quad (6)$$

де b – коефіцієнт пропорційності.

У цьому випадку зміна енергії буде від'ємною величиною:

$$\Delta E = -b \int_0^T \dot{q}^2 dt < 0. \quad (7)$$

Отже, тут коливання будуть згасальними ($\Delta A < 0$).

Отриману залежність (7) зручно представити в іншій формі

$$\Delta E_- = 0,5\psi cA^2, \quad (8)$$

де ψ – коефіцієнт розсіювання.

Індекс зі знаком мінус у виразі (8) вказує на те, що енергія від системи відбирається, а зі знаком плюс – що енергія до системи надходить. При цьому за один період коливального руху

$$\Delta E = \Delta E_+ + \Delta E_-, \quad (9)$$

Як бачимо з виразу (8), залежність енергії ΔE_- від величини A амплітуди для цього випадку коливань буде квадратичною і має форму параболи.

Розглянемо також вільні гармонійні коливання при дії сталої сили опору.

У цьому випадку робота сил тертя дорівнює добутку сталої за абсолютною величиною сили тертя $|P|$ на переміщення $4A$, тобто

$$\Delta E_- = 4|P|A. \quad (10)$$

Таким чином, енергія що відводиться від даної коливальної системи збільшується за лінійним законом.

Розглянемо тепер змушені коливання без опору при дії гармонійної збурювальної сили, величина якої змінюється за законом

$$F(t) = F_0 \sin \omega t. \quad (11)$$

При цьому змушені коливання будуть мати наступний вигляд

$$q = A \sin(\omega t - \gamma), \quad (12)$$

де $A(\omega)$, $\gamma(\omega)$ – амплітудно-частотна й фазочастотна характеристики змушених коливань.

Прийmemo, що величина узагальненої сили Q буде дорівнювати величині збурювальної сили F ($Q = F$). Тоді на підставі виразу (5) отримаємо наступне значення додатної механічної енергії

$$\Delta E = \Delta E_+ = \pi A F_0 \sin \gamma. \quad (13)$$

При цьому без урахування дисипативних сил в залежності від співвідношень параметрів ω і k у даному змушеному коливальному процесі можуть бути наступні характерні режими: при $\omega < k$ (дорезонансний режим), $\gamma = 0$; при $\omega > k$ (зарезонансний режим), $\gamma = \pi$; при $\omega = k$ (резонансний режим), $\gamma = \frac{\pi}{2}$, де $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – циклічна частота вільних (власних) коливань системи; ω – циклічна частота збурювальної сили; γ – початкова фаза змушених коливань.

Із виразу (5) випливає, що у випадку $\omega < k$ або $\omega > k$ зміна додатної енергії, яка надходить до системи за період коливань, дорівнює нулю ($\Delta E_+ = 0$) і такі змушені коливання будуть усталеними.

Але умова $\Delta E_+ = 0$ зовсім не означає, що енергія зовнішнього джерела живлення коливального процесу у даному випадку відсутня. Тут всередині кожного періоду коливань відбувається взаємодія між джерелом коливань і коливальною системою.

Так, на відрізку часу $0,25T$ періоду коливань кінетична і потенціальна енергія по черзі досягає наступних максимальних значень:

$$K_{\max} = \frac{\omega^2 m A^2}{2}, \quad (14)$$

$$П_{\max} = \frac{c A^2}{2}. \quad (15)$$

Тоді різниця енергії, яку має поповнити зовнішнє джерело живлення коливального процесу буде наступною

$$\Delta E_* = \frac{A^2}{2} |c - m\omega^2| = \frac{A^2 m}{2} |k^2 - \omega^2|. \quad (16)$$

При цьому, чим далі від резонансу знаходиться коливальна система ($\omega = k$), тим більший запас енергії повинно мати джерело її живлення.

У випадку резонансного режиму, коли $\omega = k$ маємо наступне значення зміни енергії, що підводиться до коливальної системи

$$\Delta E = \Delta E_+ = \pi A F_0 > 0. \quad (17)$$

Тобто, для цього випадку амплітуда коливань буде необмежено зростати, а залежність між ΔE_+ і A також буде лінійною.

У даній статті розглянуті лише загальні міркування енергетичного підходу у вивченні та оцінці якісних і кількісних характеристик найпростіших коливальних процесів. Але це дає можливість надалі розглянути і більш складні коливальні системи та їх режими.

Таким чином, енергетичний підхід до проблеми дослідження коливальних процесів дозволяє зробити важливі прогнози для виявлення й опису реальних більш складних лінійних і нелінійних динамічних ефектів.

Список літератури

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. – 480 с.
3. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія вібраційного викопування коренеплодів // Зб. наук. праць НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К.: НАУ, 2003. – Т. XIV. – С. 34-86.
4. Василенко П.М., Погорельый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1970. – №2. – С. 9-13.
5. Вулфсон И.И. Колебания в машинах. Учеб. пособие для вузов. – СПб.:СПГУТД, 2000. – 185 с.
6. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
7. Мангус К. Колебания. Введение в исследование колебательных систем. Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 304 с.
8. Павловський М.А. Теоретична механіка. Підручник. К.: Техніка, 2002. – 512 с.
9. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. Пер. с англ. – М.: Физматгиз, 1959. – 439 с.

О. Черныш

Использование условий энергетического баланса в колебательных процессах

Рассмотрен энергетический подход в изучении и оценке качественных и количественных характеристик простейших колебательных процессов

O. Chernysh

Use of conditions of the power balance of oscillatory processes

The power approach in studying and an estimation of qualitative and quantitative characteristics of the elementary oscillatory processes is considered

Одержано 05.10.11

УДК 621.90.06

В. М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, О.С. Стеценко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Закономірності розвитку затискних механізмів

В приведеній статті дається аналіз конструкції механізмів для затиснення заготовок і інструментів на металорізальних верстатах в яких використовується новий принцип дії – зусилля закріплення управляється у функції технологічного навантаження.

затискний механізм, потік потужності, датчики, пружна деформація, технологічне навантаження

Останнім часом на заводах сільгоспмашинобудування все більше використовують багатоопераційні верстати з програмним керуванням. В зв'язку з цим стають актуальним проблеми підвищення точності закріплення і обробки деталей сільгоспмашин. В даній статті описуються шляхи вирішення вищезазначених проблем.

Затискні механізми входять у технологічну систему верстатів, визначають умови базування і закріплення заготовки тому, в значній мірі, визначають точність обробки на верстатах.

Суміщення вищезазначених функцій базування і закріплення приводять до складного протиріччя «навантаження-точність». З одного боку базування поверхні повинно бути точним, а їх участь у силових навантаженнях збільшує деформацію і зношування, що приводить до зниження точності. Вирішення зазначеного протиріччя привело до одного із напрямків розвитку затискних механізмів. Намагання знизити шкідливі наслідки силових функцій затискних механізмів привело до створення затискних механізмів, які управляються або програмуються зусиллям закріплення. Управляти зусиллям закріплення можна у функції сили різання або по програмі процесу обробки.

Основою для розробки затискних механізмів, із замкнутою і розімкнутою системою управління зусиллям закріплення є схема привода показана на рис1. (2)

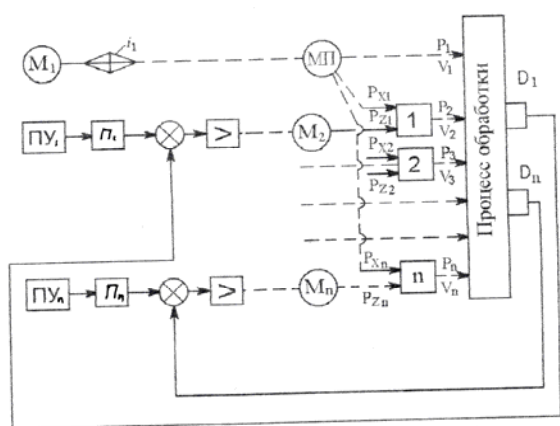


Рисунок 1 – Схема привода затискних механізмів

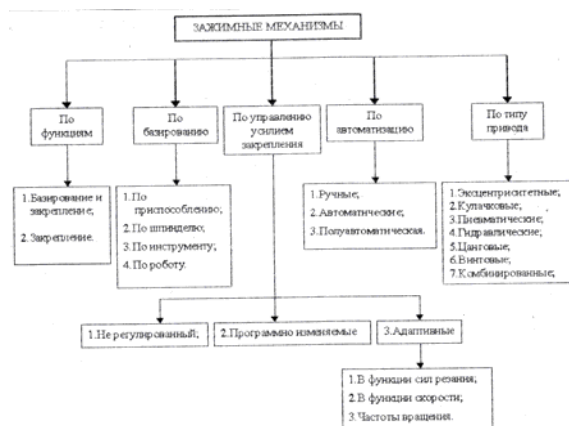


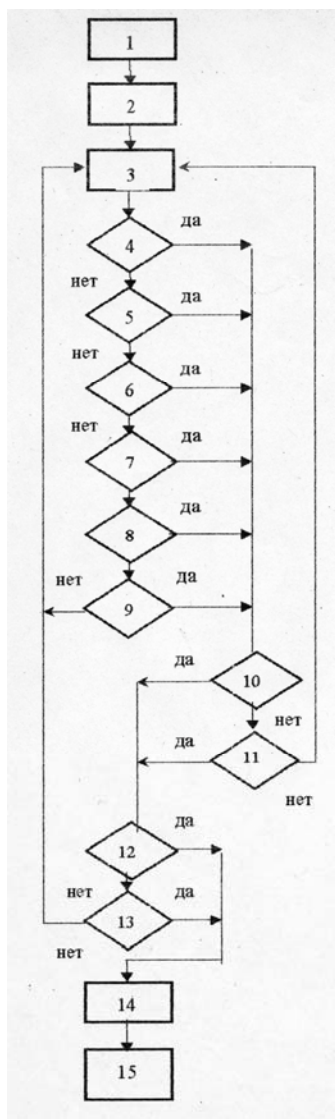
Рисунок 2 – Класифікаційна схема затискних механізмів

За допомогою цієї схеми можна проектувати механізми закріплення заготовок та інструментів з управляємим зусиллям закріплення, як у функції технологічного навантаження, та і по програмі обробки, замкнені і розімкнуті і т. ін. Механізми закріплення об'єднуються з приводом формоутворення через процес обробки або через механізм управління потоками потужності у приводі. Від електродвигуна M_1 через передаточний механізм i_1 і механізм управління потоками потужності (МП) здійснюється процес формоутворення з параметрами (P_1, V_1) . Механізм МП має кінематичний зв'язок з виконавчими органами 1, 2, ..., n в якості яких можуть виступати як заготовка і інструмент так і механізми закріплення заготовок і інструментів.

Параметри, які контролюються датчиками D_1, D_n можуть також відноситися до параметрів руху формоутворення, якості обробки, пружної деформації технологічної системи верстата. Програмні пристрої ПУ₁, ПУ₂, перетворювачі П₁, П_n, порівнюють роботу пристроїв і виконавчих механізмів регулювання двигунів $M_2...M_n$ і таким чином, забезпечують процес формоутворення і компенсації пружних деформацій технологічної системи верстата по відповідних координатах.

На рис. 2 показана спрощена класифікація затискних механізмів технологічного устаткування які вирішують цілий ряд проблем металообробки (3).

Проблемним питанням металообробки є управління пружною деформацією в приводі технологічного устаткування разом з механізмом закріплення заготовки.



- Вихідні дані;
- Аналіз аналогів;
- Вибір параметра управління;
- Неуправляемі (жорсткі);
- Управляемі у функції технологічного навантаження;
- Управляемі у функції контролює мого параметра.
- Управляемі у функції пружної деформації;
- Управляемі по позиціям, або технологічним операціям;
- Управляемі по програмі;
- Із розімкненою системою управління;
- Із замкненою системою управління;
- Із одноконтурною системою управління;
- Із багатоконтурною системою управління;
- Проектування механізму;
- Виготовлення і випробування механізму.

Рисунок 3 – Алгоритм вибору механізму закріплення заготовки

У відповідності зі схемою (рис.1.) і класифікацією (рис.2) розроблено алгоритм вибору схеми закріплення заготовки, який представлений на рис 3.

Розроблені у відповідності з рис.1 схеми і конструкції, які вирішують окремі проблеми металообробки приведені на прикладах описаних нижче.

На рис.4 показана конструкція механізму закріплення деталей типу «втулка». Втулка 3 закріплюється в патроні шпинделя і має профільні канавки, в які входять шарики 1. Шарики 1 знаходяться у контакті з установленими всередині оправки 4 шариками 2, які розділені шариковими поясами 5 створюють систему розклинювання і забезпечують закріплення заготовки 6.

Закріплення заготовки 6 можна здійснювати вручну за допомогою гвинта 7. Крім цього, під час обробки деталі відбувається відносний поворот оправки 4 на шариків 8 відносно корпуса 3 викликаючи зближення шариків 1, а через шарики 2-5 передаються додаткові зусилля закріплення заготовки 6, при цьому сила затиснення змінюється у функції технологічного навантаження.

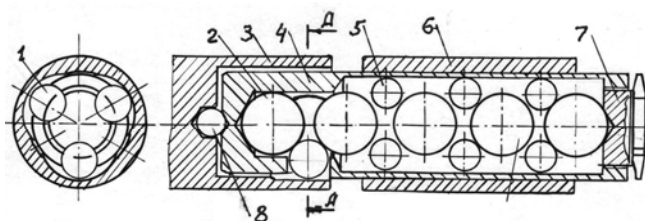


Рисунок 4 – Механізм закріплення заготовок типу «втулка»

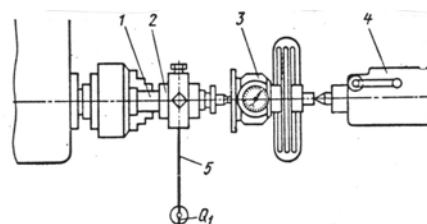


Рисунок 5 - Схема визначення сили тертя на токарному верстаті

Величина зусилля затиснення залежить від осьового натягу шариків. Крім цього, зусилля закріплення буде тим більшим, чим більше шарикових поясів охоплює заготовку. Для підвищення рівномірності деформації оправки необхідно як-можна більше шариків 4 розташувати по колу, а для цього необхідно зменшити їхній діаметр. При зазорі між шариками $h=0,1 \cdot D$ (де D - діаметр шариків 3) мінімальний розмір шариків $4d > 0,32 \cdot D$. Збільшення діаметрів шариків 4 знижує рівномірність деформації тонкостінної втулки і одночасно збільшує передаточне відношення затискного механізму оправки, яке виражається наступною залежністю:

$$Q = 1/2 \sqrt{d} (2D + d) - h(D - h) \cdot h.$$

Для визначення сили тертя, що утримує оброблювану деталь, натискному штифту гвинта надавалося зусилля певної величини. В момент прокручування деталі визначили крутний момент при її закріпленні. Для цього оправку 1 (рис.5) із закріпленою деталлю 2 встановлювали в патроні токарного верстата. Натискний штифт розташований у отворі гвинта через таруючий пристрій 3 з'єднували з пінолю задньої бабки 4.

Деталь 2 затискували гвинтом пінолі задньої бабки осьовою силою після чого систему за допомогою навантаження Q_1 і ричажного пристрою 5 виводили із стану рівноваги.

На рис.6. показано графік залежності моменту закріплення деталі від величини затискної сили між шліфуваною поверхнею оправки і отвором деталі (Сталь 45). Під час досліду навантаження було плавним, а поверхні були сухими. Кожна точка графіка одержана в результаті обробки даних п'яти експериментів.

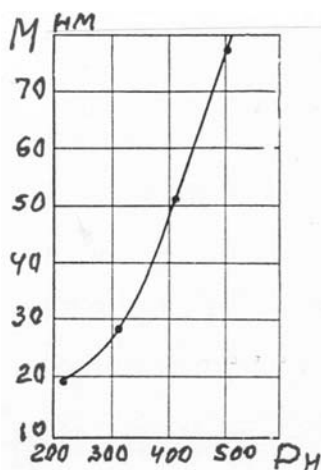


Рисунок 6 –Графік залежності моменту закріплення деталі від величини затискного зусилля

Діапазон навантаження оправки знаходиться в межах зусилля необхідного для закріплення деталі діаметром 60-100 мм. Дослідження проводили на токарному верстаті при чистовій і чорновій обробці. Осьове зусилля 500-600Н забезпечувало надійне затиснення деталі під час обробки із силою різання, яка не перевищувало 5000 Н.

На рис.7 приведена конструкція розжимної оправки з керуванням зусиллям закріплення. Тонкостінна оправка 1 закріплюється в патроні шпинделя. В порожнині втулки знаходиться каркас 2, необхідний для підвищення жорсткості. Втулка наповнена рідиною (гідропластом) і закрита кришкою 5, яка має багатофункціональне призначення.

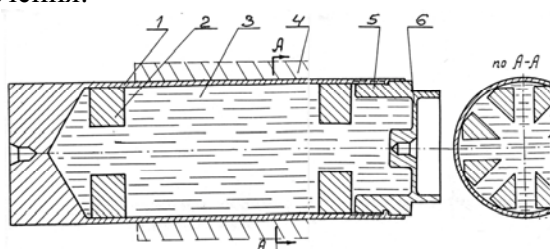


Рисунок 7 - Розжимна оправка з керуванням параметра зусилля закріплення контрольованого параметра

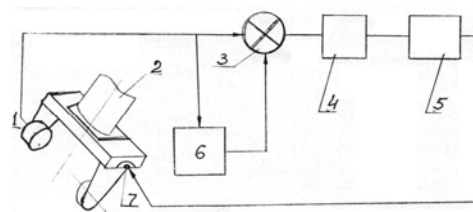


Рисунок 8 - Схема автоматичного управління зусиллям закріплення у функції

Кришка здійснює:

- ручне закріплення заготовки 4 шляхом загвинчування її в оправку;
- закріплення деталі шляхом переміщення мембрани 6 центром задньої бабки;
- програмоване управління зусиллям закріплення шляхом програмованого переміщення центра задньої бабки;
- управління зусиллям закріплення у функції технологічного навантаження шляхом використання осьової сили на конічній поверхні центрових отворів;

На рис. 8 показана схема автоматичного управління силою закріплення у функції контрольованого параметра. Контрольованими параметрами можуть бути зусилля закріплення або швидкість відносного ковзання заготовки у захоплювачі.

Оброблювана заготовка утримується рукою 2 робота з мінімальним зусиллям захоплення. В процесі обробки, коли з'являється проковзування заготовки, відносно пальців руки 2 датчик 1 вимірює швидкість ковзання. Сигнал від датчика надходить в підсумовуючий пристрій, куди одночасно поступає диференційний сигнал датчика 1 від

пристрою 6. Сумарний сигнал через перетворювач 4 і управляючий пристрій 5 дискретно змінює зусилля механізму захоплення 7 до тих пір поки ковзання не зникне.

Аналогічно можна здійснювати управління зусиллям захоплення у функції сили затиснення. На рис. 9 зображено затискний механізм з регульованою силою затиснення. Оброблювану заготовку 7 встановлюють на втулці 8, яка розтискається клинами 9. Кліни 9 розташовані по колу рівномірно і спираються на пружини і кільця 10, які закріплені на тязі 5 шпинделя 6. Шпиндель базує заготовку 7 по торцевій поверхні. Тяга 5 через гайку 1 гвинт 3 з'єднана з двигуном 2, управляємим від системи 1 ЧПУ.

В процесі обробки, при переході від чорнових операцій до чистових сила затиснення зменшується шляхом осевого переміщення тяги 5 і послаблення тиску на втулку 8.

Таким чином, управляючи зусиллям затиснення по програмі при обробці тонкостінних заготовок, підвищується точність обробки кілець підшипників або інших деталей високої точності.

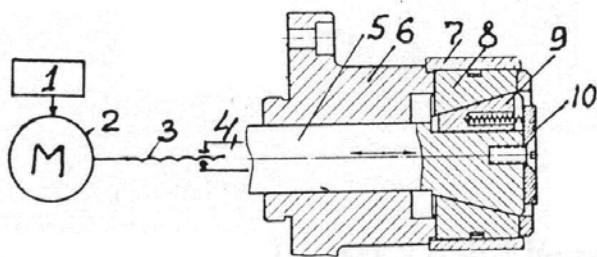


Рисунок 9 - Затискний механізм з регульованою силою затиснення.

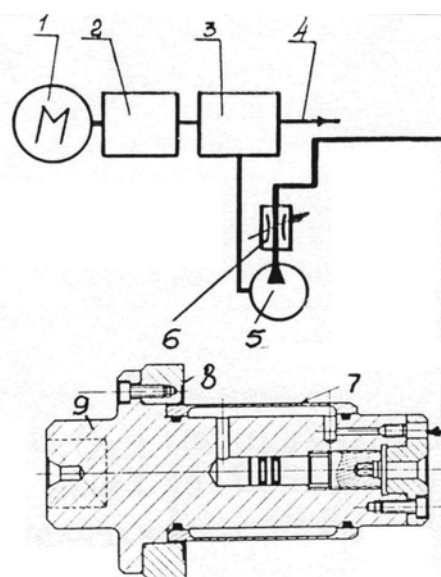


Рисунок 10 –Схема управління силою затиснення заготовки у функції технологічного навантаження

На рис.10 показана схема управління силою зажима заготовки у функції технологічного навантаження. Від електродвигуна 1 через передаточний механізм, який вміщує ланцюг налагодження, потужність, підведена до диференційного механізму 3 зв'язаного із шпинделем 4. Одночасно диференційний механізм 3 має зв'язок із насосом 5, який через дросель 6 з'єднаний з кільцевою порожниною утвореною мембраною 7 і корпусом 9.

В процесі установки заготовка базується торцевою поверхнею по торцю 8 і закріплюється за допомогою гідростатичного тиску деформуючою мембраною 7.

Таким чином, система автоматичного регулювання забезпечує управління гідростатичним тиском в порожнині мембрани 7 у функції технологічного навантаження на привід головного руху. Таке рішення забезпечує підвищення точності, тому що знижується пружна деформація заготовки на чистових операціях.

Пінольні механізми подачі на верстатах отримали розповсюдження завдяки високим динамічним якостям під час роботи на перехідних процесах експлуатації устаткування. Але експлуатація пінольних механізмів викликає цілий ряд проблем

зв'язаних з невисокою жорсткістю, вібростійкістю і навантажувальними характеристиками.

На рис.11 а показана конструкція привода подачі вертикально-свердильних верстатів. Ця конструкція надійна і, випробувана часом, але має і суттєвий недолік, який полягає перш за все в тому, що ексцентричність (I) прикладення осьової сили (P_{x2}) викликає збільшення навантаження внаслідок чого знижується точність і довговічність механізму. Збільшення довжини напрямних (e) не дає суттєвого покращення експлуатаційних характеристик привода.

На рис.11б показані графіки залежності рушійної сили P від ексцентриситета (e) прикладення рушійної сили в механізмі. Графіки побудовані для різних коефіцієнтів тертя в напрямних, які приведені в табл. 3.

Таблиця 1 – Графіки залежності коефіцієнта тертя від ексцентриситета

e , мм	1	2	3	4	5	6
Коефіцієнт тертя μ	0,15	0,12	0,1	0,08	0,02	0,01

Із графіків можна зробити висновок, що перехід від напрямних ковзання до напрямних кочення вирішує в першому наближенні проблему зниження навантажувальних втрат і тривалої точності.

Що стосується проблеми підвищення жорсткості механізму з одночасним скороченням часу на закріплення пінолі, то цю проблему вирішує конструкція показана на рис. 11 в .

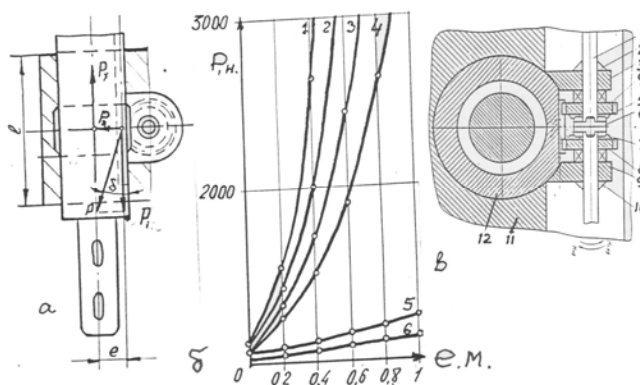


Рисунок 11 – а - конструкція привода подачі вертикально свердильного верстата;
б- графіки залежності рушійної сили P від ексцентриситета прикладення цієї сили;
в – конструкція зажима пінолі

Механізм затиснення пінолі працює таким чином:

Піноль. 12. у нерухомому стані закріплюється пружинами 2 – 20 за допомогою гальмівних колодок 3 – 9. Приведення гальмівних колодок у дію здійснюється обертанням вала 1, який через муфту 6 з похилими до осі зубцями діє через торцеві зубці 5 – 7 і шестерні 4 – 8 на гальмівні колодки і розводить їх в сторони. Отже, механізм працює по циклу: розтиснення пінолі, переміщення її вгору або вниз, затиснення пінолі.

Така конструкція спрощує управління, підвищує вібростійкість і жорсткість технологічної системи верстата.

На рис. 12 зображена конструкція механізму для закріплення циліндричного інструмента. В корпусі 7 закритому кришкою 3 періодично розташовані канавки для

шариків 4 – 5, які залиті пластичним наповнювачем 6. На шариках 4 є скоси що відповідають циліндричній поверхні інструмента 1 і які опираються на втулку 2.

Для закріплення інструмента 1 кришка 3 нагвинчується на корпус 7 і пересуває втулку 2, яка, в свою чергу, натискує на шарики 4 – 5 і закріплює інструмент. При зворотньому обертанні кришки відбувається звільнення інструмента.

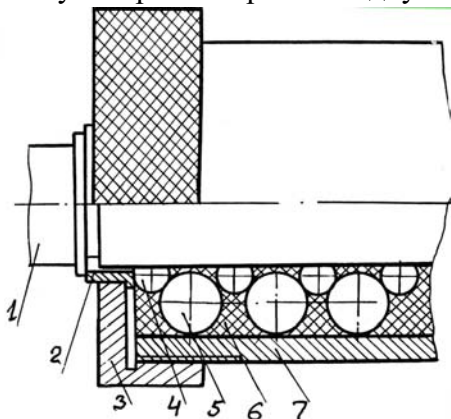


Рисунок 12 – Механізм для закріплення циліндричного інструмента.

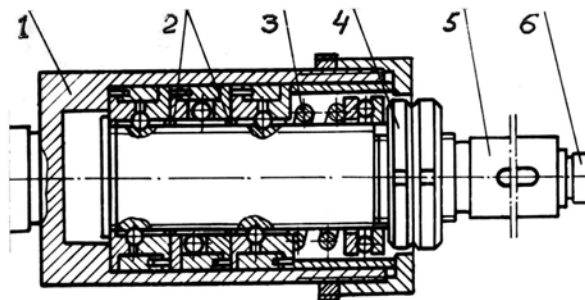


Рисунок 13 – Конструкція запобіжного патрона навантажень інструмента

На рис.13 показана конструкція запобіжного патрона, який оберігає кінцевий інструмент від короткотривалих навантажень. Зняття перенавантаження здійснюється зниженням швидкості робочої подачі. Для цього шпindel 5 з інструментом 6 з'єднаний з корпусом 1 через несамогальмівну гвинтову передачу 2-5, гайка гвинтової передачі притискується регулюючими гайками 4 і пружиною 3.

В процесі роботи, коли технологічне навантаження (P_x , M_{kp}) не перевищує заданого рівня, гайка залишається нерухомою відносно гвинта і патрон не проявляє адаптивних функцій. При зростанні технологічного навантаження гайка 2 стискує пружину і таким чином відводить шпindel назад, знижуючи швидкість робочої подачі. Все це приводить до зниження навантаження і оберігає інструмент від руйнування. Кут нахилу гвинтової лінії визначає чутливість патрона до осьової сили і крутного моменту. На рис.14 показаний механізм закріплення прутка 8 у шпindelі. Механізм забезпечує управління силою затиску у функції технологічного навантаження. З цією метою ведуча шестерня 6 на шпindelі 5 установлена на гвинтових шлицях і через упорний підшипник опирається на пружину 4.

Для затиску прутка 8 кулачок 1 пересувається вліво і ричажна система 2 відпускає пружину і через ричаг 3 затискує заготовку 8.

При зростанні технологічного навантаження шестерня 6 пересувається в сторону пружини 4, виконуючи додаткове її стиснення, що приводить до збільшення сили закріплення зниження технологічного навантаження і до переміщення шестерні 6 у вихідне положення зменшуючи силу зажима прутка.

При переводі кулачка 1 в праве положення на величину H відбувається розтиснення прутка (дивись нижню частину конструкції) При цьому ричаг переміститься на величину h

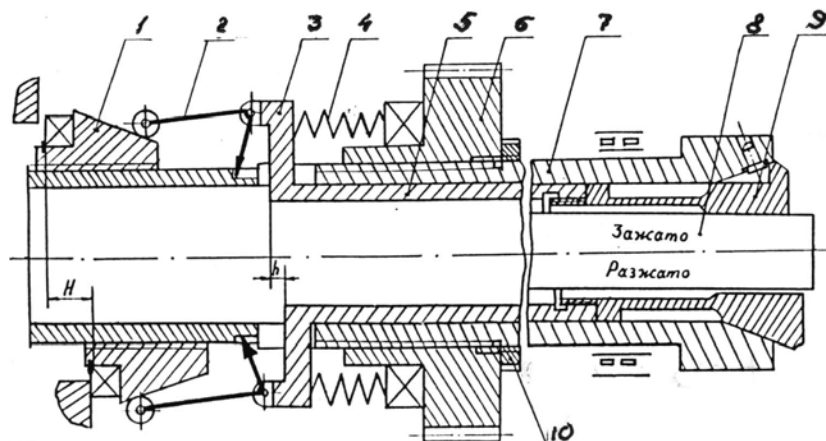


Рисунок 14 – Механізм закріплення прутка у шпинделі

На рис. 15 показана конструкція механізму автоматичного управління величиною натягу підшипників шпиндельного вузла. Шпиндель 3 встановлений на підшипниках 1, 2, 10 в корпусі 4, закритому кришкою 12. Величина попереднього натягу підшипників визначається пружинами 11, які стискаються гайкою 13.

При роботі шпиндельного вузла, коли він працює на невеликих обертах, пружини 11 утримують попереднє натягіння у підшипниках.

При збільшенні частоти обертання шпинделя шарики 7, які знаходяться у сепараторі 8, перекочуються по робочим поверхням 6 – 9, додатково стискають пружину 11. Зниження величини попереднього натягу підшипників виконує втулка 5, виготовлена із матеріалу з більш високим коефіцієнтом лінійного розширення, ніж шпиндель 3. Тому при нагріванні шпиндельного вузла втулка теж видовжується і зменшує величину натягу у підшипниках. Таким чином, забезпечується двопрограмне управління натягом підшипників шпинделя.

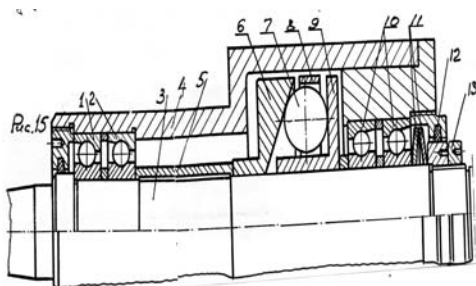


Рисунок 15 - Механізм автоматичного управління величиною натягу підшипників шпиндельного вузла

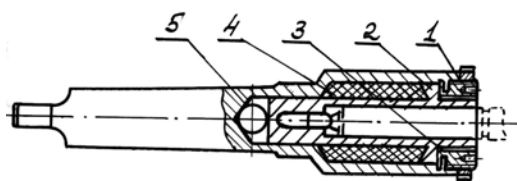


Рисунок 16 – Запобіжний патрон для захисту інструмента від руйнування

На рис. 16 показана конструкція запобіжного патрона призначеного для захисту інструментів, які закріплюються у ньому, від руйнування при перевантаженні.

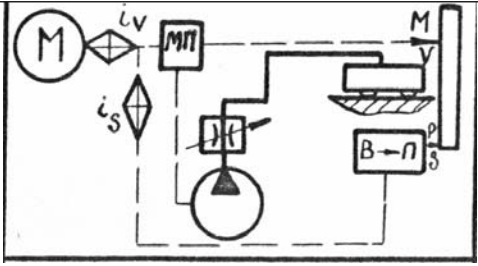
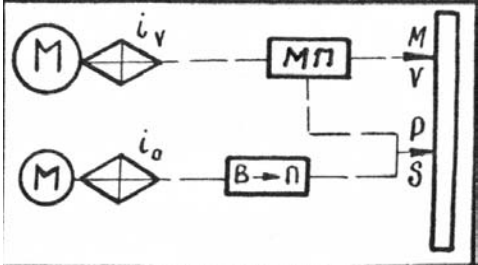
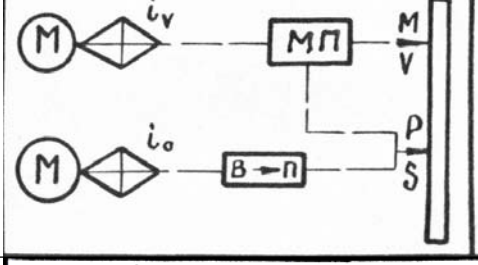
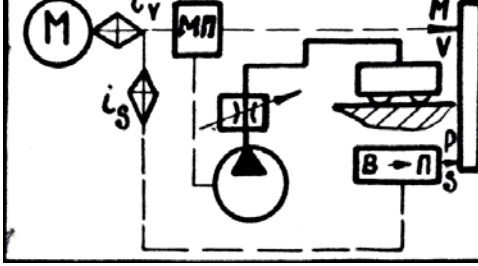
В корпусі патрона 1 встановлено шарик 5, на який опирається втулка 2, яка притискується гвинтом 3 і фіксується гайкою.

Кільцевий простір між корпусом 1 і втулкою 2 заповнений еластичним наповнювачем, здатним фрикційно передавати крутний момент. Перевантаження інструмента приводить до проковзування втулки 2 відносно корпуса 1, зниження пікових навантажень, які можуть привести до руйнування інструмента.

Таблиця 2 - Системи управління пружною деформацією у верстатах

	Найменування	Структурна схема	Параметр управління
1.	Напрявні		Сила різання і її складові
2.	Затискні пристрої		Складова сила різання Швидкість обертання
3.	Інструмент		Складова сила різання
4.	Шпиндельна коробка		Осьове навантаження

Таблиця 3- Елементи системи функціональної взаємодії цільових механізмів і приводів верстата

№ п/п	Найменування	Структурна схема	Функціональне призначення	Параметри функціонального зв'язку
1.	Шарикові напрямні		Автоматичне управління пружною деформацією системи	Складові сили різання
2.	Затискні пристрої		Автоматичне управління силою затиснення	Складові сили різання
3.	Затискні пристрої		Автоматичне управління силою затиснення	Швидкість обертання
4.	Інструмент для пластичної деформації обкочування		Автоматичне управління пружною деформацією системи СПД	Складові сили різання

На рис. 17 показана схема закріплення заготовок з невеликою жорсткістю, наприклад лопаток турбін.

Оброблювана заготовка 4 закріплюється прихватами 3 – 5 на опорах 2 – 6. Крім цього, знизу до заготовки підводиться еластична оболонка 8 заповнена технологічною сумішшю 9, яка затвердіває під дією електромагнітного поля котушки.

Таким чином, забезпечується жорстка установка не жорстких заготовок в процесі обробки, що сприяє підвищенню точності обробки, вібростійкості і продуктивності.

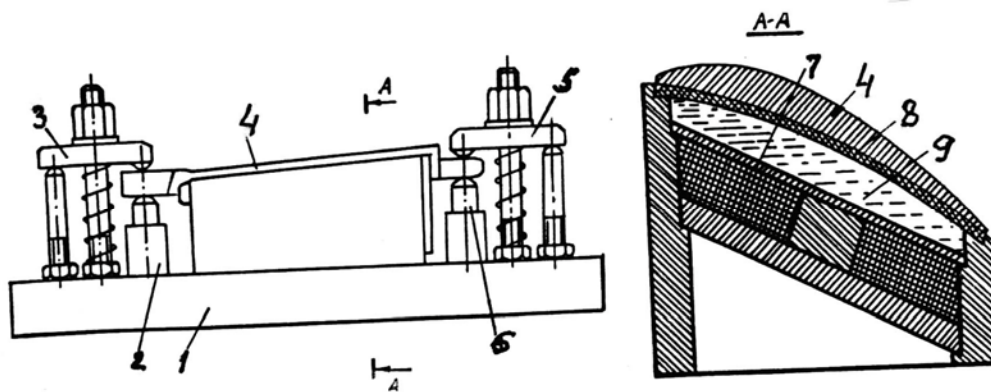


Рисунок 17 – Схема закріплення заготовок з невеликою жорсткістю при виконанні свердильних і фрезерних робіт

Приведені в статті конструкції затискних механізмів з регулюванням сили затиску позитивно впливають на точність механічної обробки деталей в машинобудуванні і, зокрема, виготовленні сільгоспмашин.

Список літератури

1. Пестунов В.М. Основы теории привода с перераспределенной нагрузкой металлорежущих станков. Авторефер дис. д-ра. техн. наук: 05.03.01. МВТУ им. Баумана – м. : 1983 - 464с.
2. Металлорежущие системы машиностроительных производств / под. Ред. Г.Г. Земскова и О.В. Таратынова – м. : Высшая школа. 1988 – 464с.
3. Пестунов В.М. , Кариков Е.А. Повышение точности и производительности станков. – к. : Техника 1979 – 96с.

В.Пестунов, А.Стеценко

Закономерности развития зажимных механизмов

В приведенной статье дается анализ конструкции механизмов для зажима заготовок и инструментов на металлорежущих станках в которых используется новый принцип действия – усилие закрепления управляется в функции технологической нагрузки.

V. Pestunov, A.Stetsenko

Laws of development of tightening mechanisms

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 diamond electro-chemical grinding analytical estimation and processing efficiency are giyen.

Одержано 17.10.11

УДК 621.9.077:621.865.85

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук
 Кіровоградський національний технічний університет

Вплив конструктивних особливостей виконання порталних роботів на продуктивність РТК

В даній статті запропоновано для аналізу продуктивності роботизованих технологічних комплексів використання розрахунково-компонувальних схем, що враховують розміщення промислового робота та допоміжних пристроїв по відношенню до технологічного обладнання. Проведено порівняльну оцінку продуктивності РТК, що обслуговується різними виконаннями промислових роботів.

продуктивність, роботизований технологічний комплекс, порталний промисловий робот, циклограма, компоувальна схема

Впровадженню промислових роботів у виробництво в складі роботизованих технологічних комплексів (РТК) повинен передувати комплексний техніко-технологічний, організаційно-економічний і соціальний аналіз. Результати цього аналізу дозволяють визначити найбільш доцільні місця роботизації, послідовність проведення цих робіт, форми й засоби їх виконання і т.д. Це вказує на необхідність детального обґрунтування прийманих рішень на етапах створення, впровадження і експлуатації роботів. Одними з таких питань є час (продуктивність) виконання роботом розвантаження і завантаження верстатів, від якого в значній мірі залежить ефективність роботизації.

Порталні промислові роботи широко використовуються на виробництві при обслуговуванні металорізального обладнання. Підвищення продуктивності РТК можливе за рахунок впровадження двозахватних та дворуких виконань.

Дослідженню продуктивності роботи РТК, що обслуговується одноруким однозахватним, одноруким двозахватним та дворуким порталним промисловим роботом і присвячена дана стаття. Допоміжні пристрої виконані у вигляді подавального і приймального пристроїв, що розташовані з боку від верстату і забезпечують можливість взяття заготовки з однієї позиції подавального пристрою та встановлення обробленої деталі в одну позицію приймального пристрою.

На основі прийнятих умов складаємо розрахунково-компоувальну схему (рис. 1), на якій позначені координати позицій транспортованих деталей [1]. Схема рухів промислового робота з однією рукою і одним захватом показана на рис. 2. Усі рухи, позначені безперервними лініями із стрілками, вказують на виконання їх при зупиненому верстаті. Таким чином, знаючи послідовність рухів, визначаємо їх величину, а, відповідно, час роботи промислового робота по завантаженню і розвантаженню верстата.

Із розрахунково-компоувальної схеми згідно з характеристиками промислових роботів М20Ц.4.8 та СМ80Ц.25.01А визначаємо необхідні величини переміщень:

горизонтальні переміщення $Z_1 = 0,85\text{м}$; $Z_2 = 0,1\text{м}$; $Z_3 = 0,5\text{м}$;

вертикальні переміщення $X_1 - X_0 = X_2 - X_0 = X_3 - X_0 = 0,5\text{м}$;

локальні переміщення повзуна по виведенню (введенню) деталі із патрона $Z_{\text{Л}} = 0,1\text{м}$.

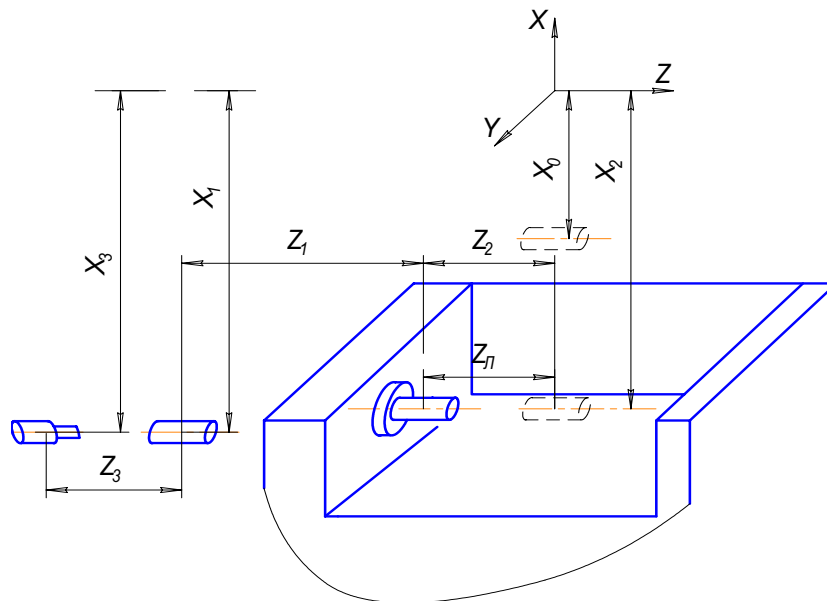


Рисунок 1 – Розрахунково-компонувальна схема РТК

Середні значення швидкості рухів роботів M20Ц.4.8 та CM80Ц.25.01А з урахуванням затримок на включення рухів:

- горизонтальні переміщення – 0,8 м/с;
- вертикальні переміщення – 0,5 м/с;
- локальні переміщення повзуна – 0,2 м/с;

По встановлених даних визначаємо час руху:

горизонтальний рух $t_{z1} = 0,85 / 0,8 = 1,06c$; $t_{z3} = 0,5 / 0,8 = 0,62c$

вертикальний рух $t_e = 0,5 / 0,5 = 1c$;

рух повзуна $t_n = 0,1 / 0,2 = 0,5c$;

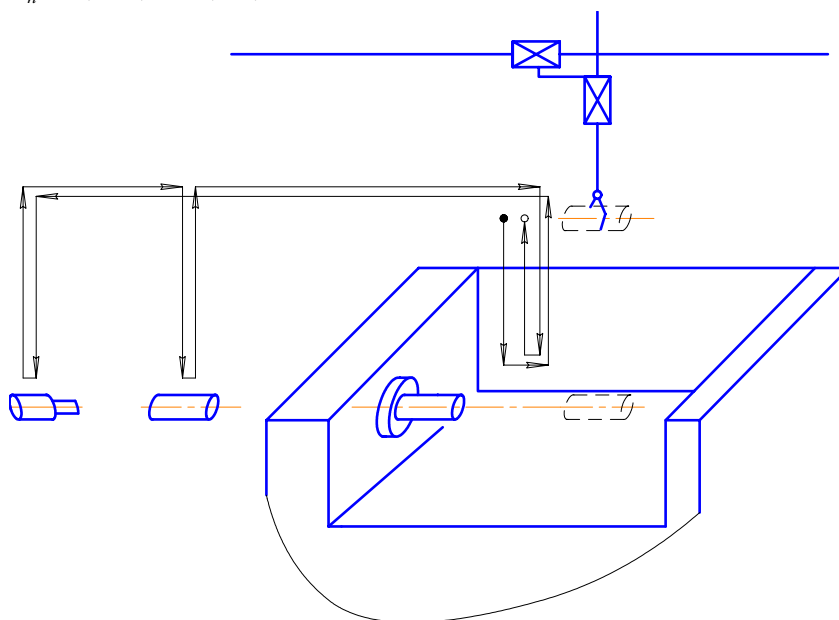


Рисунок 2 – Схема рухів порталного однорукого однозахватного робота по завантаженню і розвантаженню верстату

По наведеним даним створена циклограма роботи РТК, що представлена на рис. 3. Подібним чином розглянуті особливості роботи роботизованих комплексів з порталними дворуками роботами (рис. 4, рис. 5) та порталними однорукими роботами з двозахватними пристроями (рис. 6, рис. 7).

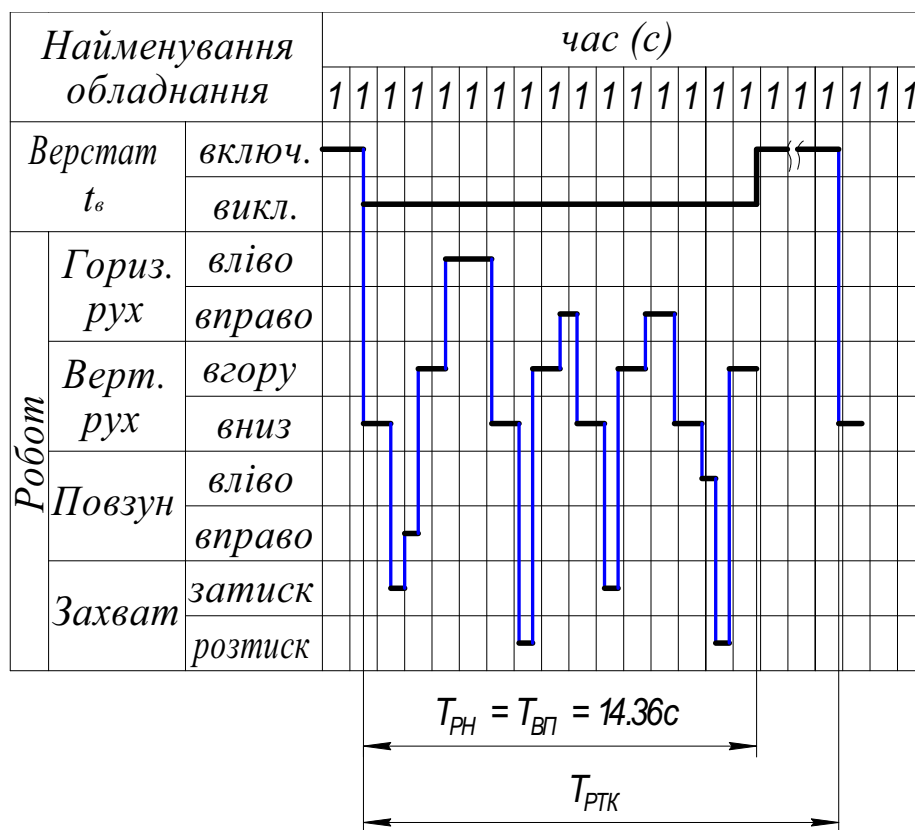


Рисунок 3 – Циклограма роботи токарного РТК з порталним одноруким, однозаватним роботом

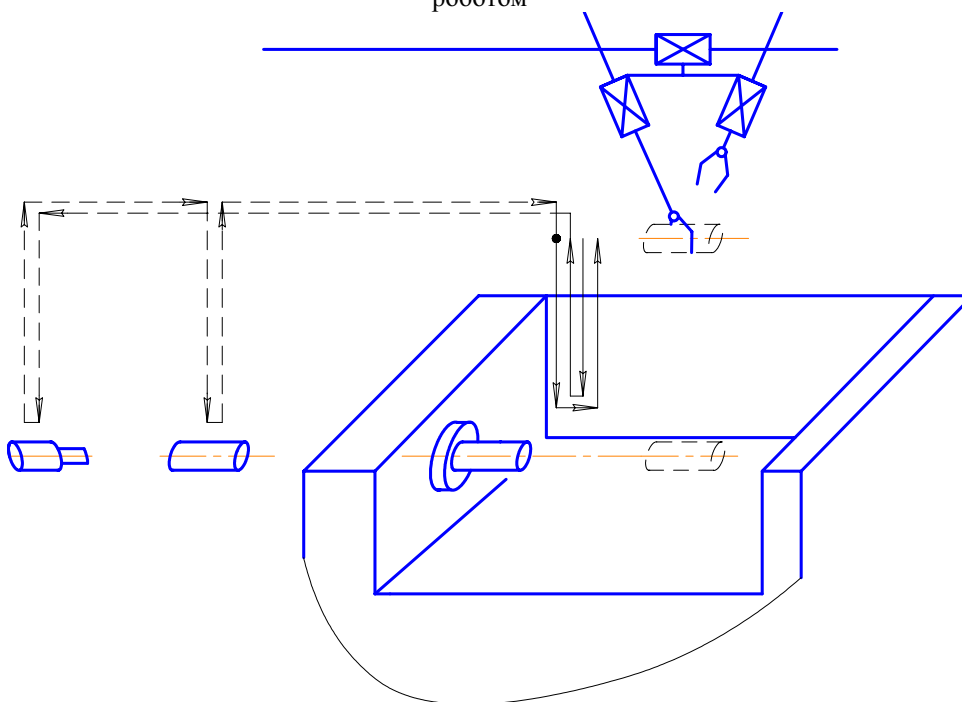


Рисунок 4 – Схема рухів порталного дворукого робота по завантаженню і розвантаженню верстату

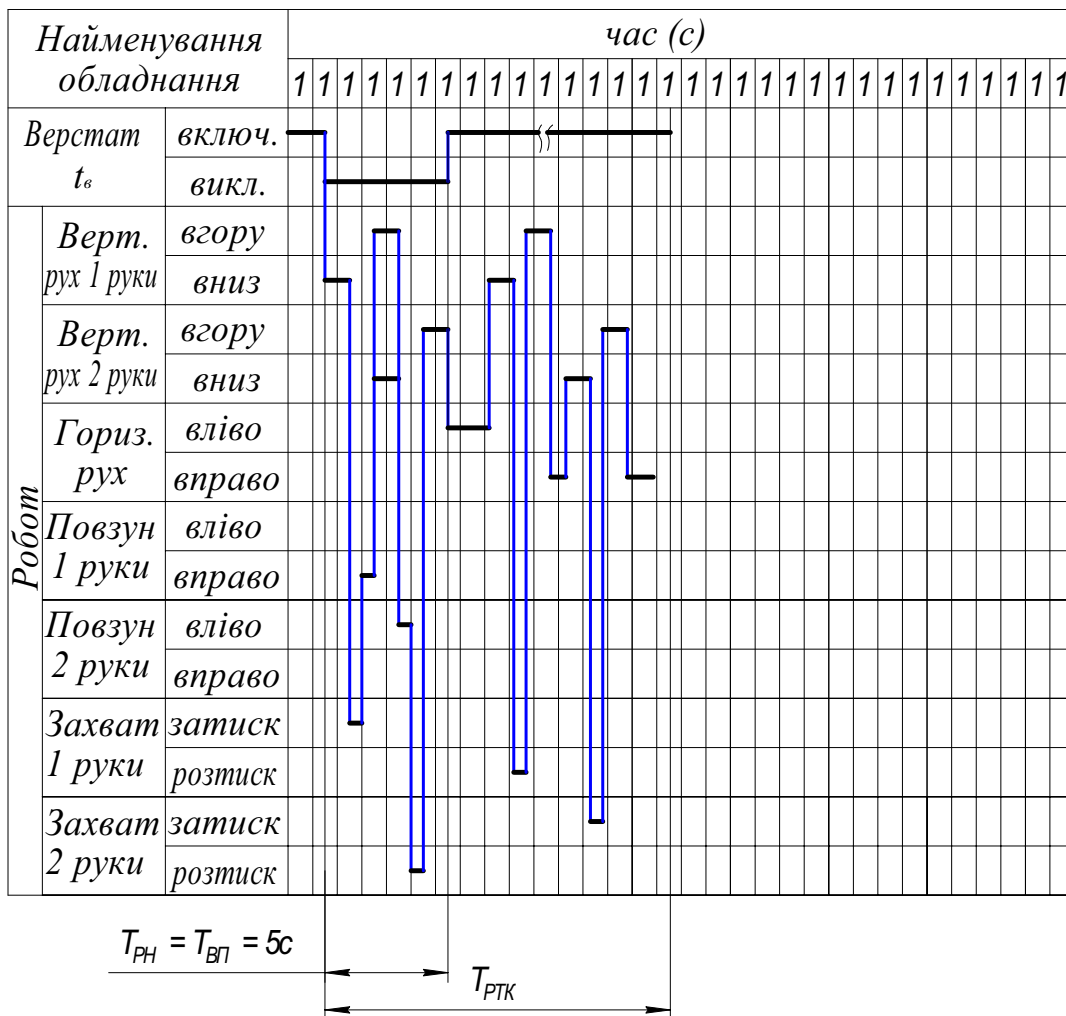


Рисунок 5 – Циклограма роботи токарного РТК з порталним дворукиим роботом

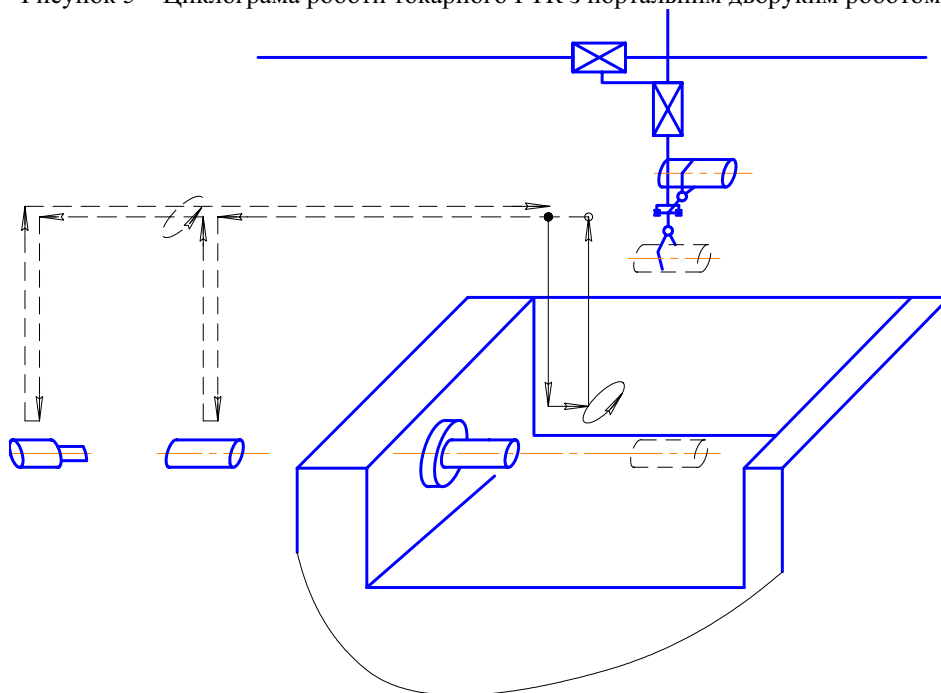


Рисунок 6 – Схема рухів порталного однорукого двозахватного робота по завантаженню і розвантаженню верстату

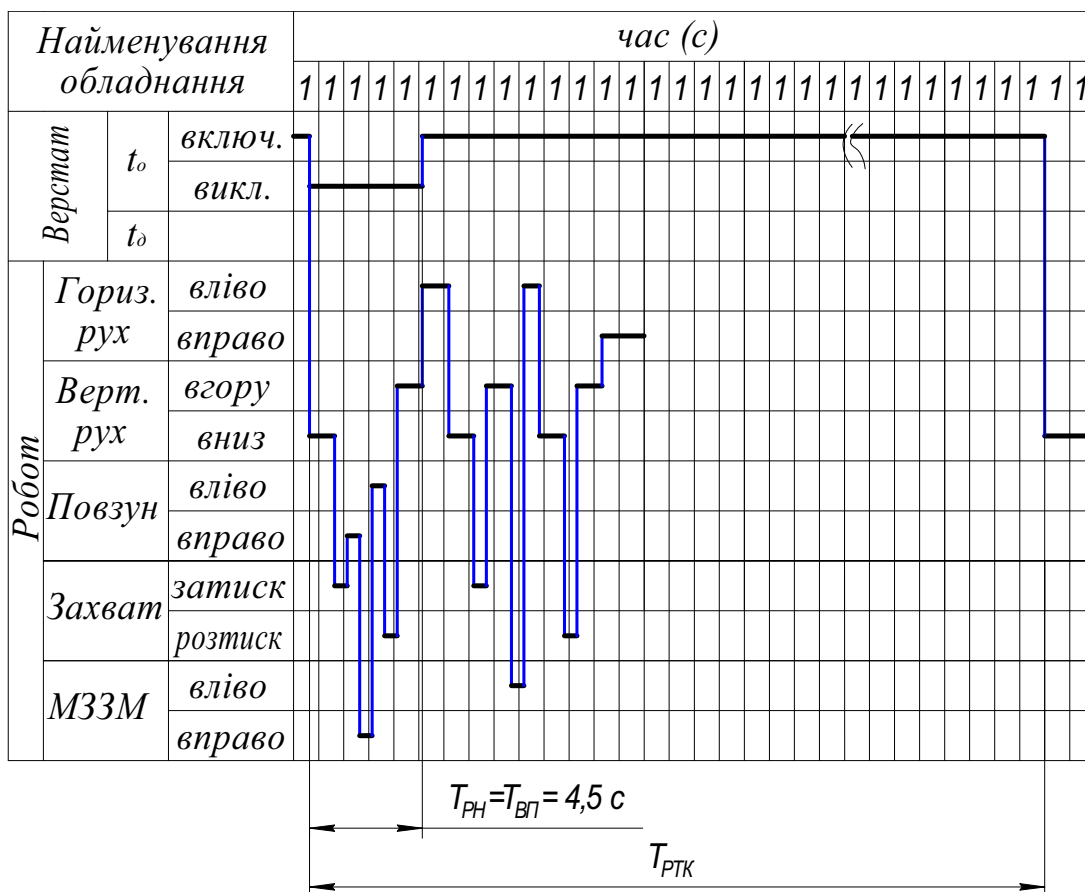


Рисунок 7 – Циклограма роботи токарного РТК з порталним одноруким двозахватним роботом

Порівнюючи отримані дані циклограм, підсумовуємо, що використання двозахватного пристрою, порівняно з одноруким однозахватним роботом, дозволяє скоротити час простою верстату під завантаженням і розвантаженням більше ніж в 3 рази ($14.36/4.5 = 3.19$); дворукого робота порівняно з одноруким однозахватним майже в 3 рази ($14.36/5 = 2.87$); двозахватного робота, порівняно з дворуким в 1,11 рази ($5/4.5 = 1.11$). Цей результат досягнуто за рахунок того, що при використанні двозахватних пристроїв та дворуких промислових роботів основна частина рухів промислового робота перекривається роботою верстату і не впливає на продуктивність комплексу в цілому.

Висновки.

1. Для ґрунтового аналізу продуктивності РТК, запропоновано використання розрахунково-компонувальних схем, на основі яких можливо визначити дійсну величину часу обслуговування технологічного обладнання промисловим роботом.

2. Виконано порівняльний аналіз продуктивності токарних роботизованих комплексів, що обслуговуються порталними однорукими однозахватними, двозахватними та дворукими роботами. Використання двозахватних та дворуких промислових роботів при обслуговуванні технологічного обладнання дозволяє скоротити час простоювання верстату під завантаженням і розвантаженням в 2,8 – 3,5 рази. В загальному випадку, також залежно від часу роботи верстату, ця величина може змінюватися від 2 до 8 разів.

Вирішення даних питань дозволить ще на початковому етапі проектування РТК обґрунтовано визначити доцільні варіанти виконання комплексу для відповідних умов його функціонування.

Список літератури

1. Павленко І.І., Мажара В.А. Дослідження впливу використання двозхватних пристроїв на продуктивність роботи РТК // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции в г. Севастополе. В 5-ти томах. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. Т.5 – С. 282 – 287.
2. Павленко І.І., Мажара В.А. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
3. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. Кіровоград, КНТУ, 2007. – 420 с.

И.Павленко, В.Мажара

Влияние конструктивных особенностей порталных роботов на производительность роботизированных технологических комплексов

В данной статье предложено для анализа производительности роботизированных технологических комплексов использование расчетно-компоновочных схем, на которых учтено размещение промышленного робота и вспомогательных устройств по отношению к технологическому оборудованию. Проведена сравнительная оценка производительности РТК, обслуживаемого разными типами промышленных роботов.

I.Pavlenko, V.Mazhara

Influence of structural features of portal robots on the productivity of robotized technological complexes

The use of calculation-layout charts on which placing of industrial robot and associated units is taken into account in relation to a technological equipment is offered in this article for the analysis of the productivity of robotizirovannykh technological complexes. The comparative estimation of the productivity of RTK, served the different types of industrial robots is conducted.

Одержано 19.10.11

УДК 631.331.53

**С.А. Мартиненко, доц., канд. техн. наук, Т.М. Ауліна, доц., канд. техн. наук,
Л.С. Світецька, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Зменшення опору повітропроводів пневматичних сівалок

В статті розглянуті системи повітророзподілу пневматичних висівних систем та вплив місцевих опорів на якість повітропостачання на окремі висівні апарати. Проаналізовано вплив швидкості потоку повітря в повітропроводі на вид течії повітряного потоку. Запропоновано метод розрахунку діаметра повітропровода для уникнення впливу місцевих опорів на якість повітропостачання.

повітропровід, пневматична висівна система, місцеві опори, діаметр повітропровода

Тенденція розвитку посівних машин показує напрям збільшення ширини захвату за рахунок збільшення кількості посівних секцій. Для сівалок з механічними висівними апаратами, в яких дозування потоку насіння здійснюється на кожну посівну секцію

© С.А. Мартиненко, Т.М. Ауліна, Л.С. Світецька, 2011

Список літератури

1. Павленко І.І., Мажара В.А. Дослідження впливу використання двозхватних пристроїв на продуктивність роботи РТК // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции в г. Севастополе. В 5-ти томах. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. Т.5 – С. 282 – 287.
2. Павленко І.І., Мажара В.А. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
3. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. Кіровоград, КНТУ, 2007. – 420 с.

И.Павленко, В.Мажара

Влияние конструктивных особенностей порталных роботов на производительность роботизированных технологических комплексов

В данной статье предложено для анализа производительности роботизированных технологических комплексов использование расчетно-компоновочных схем, на которых учтено размещение промышленного робота и вспомогательных устройств по отношению к технологическому оборудованию. Проведена сравнительная оценка производительности РТК, обслуживаемого разными типами промышленных роботов.

I.Pavlenko, V.Mazhara

Influence of structural features of portal robots on the productivity of robotized technological complexes

The use of calculation-layout charts on which placing of industrial robot and associated units is taken into account in relation to a technological equipment is offered in this article for the analysis of the productivity of robotizirovannykh technological complexes. The comparative estimation of the productivity of РТК, served the different types of industrial robots is conducted.

Одержано 19.10.11

УДК 631.331.53

**С.А. Мартиненко, доц., канд. техн. наук, Т.М. Ауліна, доц., канд. техн. наук,
Л.С. Світецька, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Зменшення опору повітропроводів пневматичних сівалок

В статті розглянуті системи повітророзподілу пневматичних висівних систем та вплив місцевих опорів на якість повітропостачання на окремі висівні апарати. Проаналізовано вплив швидкості потоку повітря в повітропроводі на вид течії повітряного потоку. Запропоновано метод розрахунку діаметра повітропровода для уникнення впливу місцевих опорів на якість повітропостачання.

повітропровід, пневматична висівна система, місцеві опори, діаметр повітропровода

Тенденція розвитку посівних машин показує напрям збільшення ширини захвату за рахунок збільшення кількості посівних секцій. Для сівалок з механічними висівними апаратами, в яких дозування потоку насіння здійснюється на кожну посівну секцію

© С.А. Мартиненко, Т.М. Ауліна, Л.С. Світецька, 2011

окремим висівним апаратом, цей фактор не впливає на якість роботи машини в цілому. Пневматична висівна система сівалки складається з джерела розрідженого або надлишкового повітря, системи повітропроводів та власне висівних апаратів. Система повітропроводів призначена для забезпечення висівних апаратів сталим тиском повітря і тому вона є найбільш важливою частиною пневматичної сівалки. Системи повітропроводів поділяють на індивідуальні та колекторні. Обидві системи мають як недоліки, так і переваги. Зокрема індивідуальна система збільшує габарити сівалки, не здатна забезпечити високу рівномірність аеродинамічних параметрів на вході в кожний висівний апарат, особливо при їх великій кількості. Збільшення кількості посівних секцій погіршує умови роботи для периферійних посівних секцій оскільки потребує більш розгалужену систему повітропроводів. Збільшується довжина повітропроводів, кількість місцевих опорів. Для вирівнювання вказаних параметрів треба додавати спеціальні пристрої, що також ускладнює конструкцію сівалки [1]. В той же час є можливість збільшувати ширину захвата за рахунок подовження рами та встановлення на ній додаткових посівних секцій. Таким чином, наприклад, сівалка СУПО-6 була модифікована до СУПО-9. Колекторні системи повітропостачання є більш компактними. Аеродинамічні параметри посівних секцій є однакові, що забезпечує рівномірність повітропостачання. Але збільшення кількості посівних секцій задля збільшення ширини захвата сівалки потребує значних переробок конструкції сівалки.

Таким чином, конструктору треба визначитися зі способом забезпечення повітропостачання з урахуванням вищевказаних вад та переваг. В той же час відомо, що при ламінарному режимі руху повітря місцевими опорами можна знехтувати [2].

Метою наших досліджень було визначення можливості забезпечення ламінарного потоку повітря у пневмосистемі сівалки зі збереженням потрібних для роботи параметрів розрідження або тиску повітря та потужності вентилятора.

Відомо, що вид потоку визначається числом Рейнольдса - R_e . При $R_e \leq 2300$ маємо гарантовану ламінарну течію. $R_e = 2300 \dots 4000$ перехідна, критична область. $R_e \geq 4000$ – турбулентна течія. Величина числа Рейнольдса визначається за формулою

$$R_e = \frac{V_{кр.} \cdot d}{\nu}, \quad (1)$$

де $V_{кр.}$ - швидкість течії повітря, при якій має місце перехід від ламінарного до турбулентного режиму, м/с;

d - внутрішній діаметр труби, м;

ν - кінематична в'язкість повітря, $1,5 \times 10^{-5}$ м²/с.

Таким чином, потрібно визначити критичну швидкість повітря при якій буде забезпечено ламінарний потік повітря. З іншого боку, швидкість потоку повітря визначає величину розрідження в вакуумній камері висівного апарату.

Розрідження в вакуумній камері для дискового пневматичного висівного апарату, що необхідне для гарантованого присмоктування насіння з урахуванням впливу аеродинамічного поля повітря отвору та маси насіння у насінневій камері визначається за формулою [3].

$$H \geq \frac{Q}{S k f} \sqrt{1 + \left(\frac{V_d^2}{g r_d} \right)^2} - \frac{2 V_d^2}{g r_d} \sin \beta, \quad (2)$$

де $Q = mg$ - сила тяжіння, кгм/с²;

S - площа отвору, що присмоктує, м²;

f - динамічний коефіцієнт тертя насіння о висівний диск;

k - коефіцієнт присмоктування;

V_d - швидкість руху диску по діаметру отворів що присмоктують, м/с;

g - прискорення вільного падіння;

r_d - радіус кола отворів що присмоктують, м;

β - кут виходу насіння що присмоктане з насінневої маси.

При цьому витрати повітря через один висівний апарат будуть

$$q = \frac{1}{4} \eta \pi d_0^2 z \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3)$$

де η - коефіцієнт аеродинамічного опору висівного диску – 5491,45 [4];

z - кількість відкритих отворів що присмоктують по довжині вакуумної камери;

γ - щільність повітря, 1,2 кг/м³;

d_0 - діаметр отвору що присмоктуює, м.

Діаметр повітропроводу що забезпечить потрібних витрат повітря

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{q}{\pi V}}, \quad (4)$$

де V - швидкість повітря в повітропроводі, м/с.

Відповідно до [5] $V \geq 10$ м/с, оскільки при менших швидкостях має місце відкладання пилу у повітропроводі.

Таким чином, підставляючи (4) в (1), отримуємо:

$$V_{кр.} = \frac{R_e \cdot v}{1,13 \sqrt{\frac{q}{\pi}}}. \quad (5)$$

Ця формула дозволяє нам підрахувати потрібний діаметр повітропроводу, що забезпечить ламінарний потік повітря у повітропроводі. Для цього треба провести розрахунки по формулах (2) та (3), підставляючи в них потрібні значення елементів висівного диску та фізико-механічних властивостей насіння що висівають. Значення R_e обираються такими що забезпечують ламінарний потік. Підбором величини діаметру повітропроводу досягають потрібне значення швидкості руху повітря, що з одного боку забезпечує ламінарний режим руху повітря, а з іншого – потрібну величину розрідження в вакуумній камері саме для даного сорту насіння.

Для прикладу проведемо розрахунки для пневматичної овочевої сівалки. Цей вибір обумовлено різноманіттям насіння що висівають і, як наслідок, великою номенклатурою висівних дисків. Вихідні дані для розрахунків: діаметри отворів що присмоктують, кількість відкритих отворів що присмоктують по довжині вакуумної камери, коефіцієнти аеродинамічного опору висівного диску. Для спрощення розрахунків використаємо середню величину розрідження в вакуумній камері для дискового пневматичного висівного апарату, що необхідне для гарантованого присмоктування насіння з урахуванням впливу аеродинамічного поля отвору та маси насіння у насінневій камері $H = 3100$ Па [6]. Швидкість повітря в повітропроводі 10 м/с. Проведені розрахунки зведемо в таблицю 1.

Таблиця 1 – Діаметри повітропроводів, що забезпечать ламінарний потік повітря

z	d_0 , мм	$\pi d_0^2 / 4$, мм ²	q , м ³ /с	d , м
9	4,0	113,06	0,036	0,038
27	3,0	149,74	0,0482	0,044
29	1,0	22,765	0,021	0,029
29	1,5	51,22	0,026	0,033
29	2,0	91,06	0,031	0,036
45	1,2	50,87	0,0254	0,032

Користуючись значеннями з табл.1 побудуємо графік визначення діаметру повітропроводу, який забезпечує ламінарний потік повітря в залежності від сумарної площі отворів що присмоктують яки приходяться на переріз вакуумної камери (рис.1).

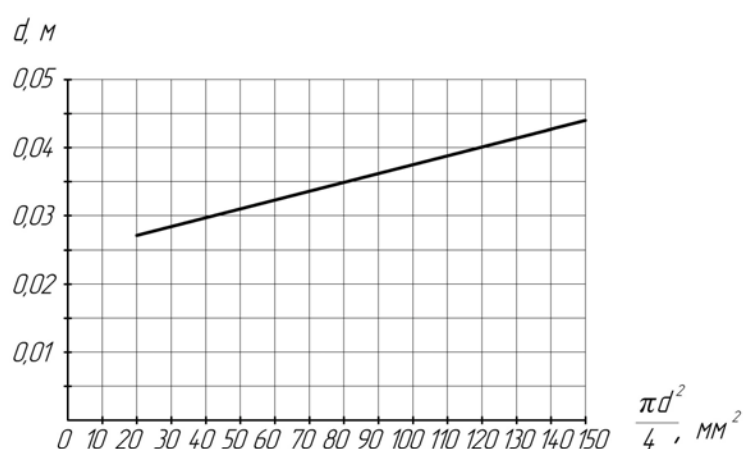


Рисунок 1 – Залежність діаметру повітропроводу від сумарної площі отворів, що присмоктують

Висновки:

1. На підставі аналізу тенденцій розвитку посівних машин виявлена необхідність врахування збільшення довжин повітропроводів та наслідки, до яких це зводить.
2. Запропонована методика розрахунків системи повітропостачання для зменшення впливу місцевих опорів пневмосистеми в цілому.
3. Приведена формула розрахунку діаметру повітропроводу з урахуванням елементів висівного диску та фізико-механічних властивостей що висівають.
4. Проведено розрахунок діаметру повітропроводу для овочевої сівалки СУПО-9, та побудовано графік його залежності від сумарної площі отворів що присмоктують яки приходяться на переріз вакуумної камери.

Список літератури

1. Деклараційний патент 28649 А Україна, МПК 6А 01 С 7/04. Пневматичний висівний апарат/ Мартиненко С.А.; заявник та патентовласник Кіровоградський інститут сільськогосподарського машинобудування. - №97074053; заявл. 22.07.97; опубл. 16.10.2000, Бюл. №5(2 ч.).
2. Повх И.Л. Техническая гидромеханика / Повх И.Л. – М.: Машиностроение. – 1978. – 463с.
3. Мартиненко С.А. Деякі теоретичні аспекти роботи пневматичного висівного апарата / С.А. Мартиненко, М.В. Остапчук // Наукові записки. –Вип.8.- Кіровоград: КНТУ, 2007.- С.48-50.
4. Пневматические сѣялки: конструирование и расчет / [Мартыненко С.А., Мещишена Л.Г., Погорелый Л.В. и др.]; под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, - 224с.

5. Волошин А.И. Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов / А. Волошин, Б. Пономарев.- К.: Наукова думка, 2001. – 520с.
6. Моргунов Ю.А. Высевающие аппараты овощных сеялок / Юрий Моргунов, Гарри Пекерман // Тракторы и с.-х. машины. – 1982.- №10.- С. 28 – 29.

С. Мартыненко, Т. Аулина, Л. Свитецкая

Уменьшение сопротивления воздухопроводов пневматических сеялок

В статье рассмотрены системы воздухораспределения пневматических высевных систем и влияние местных сопротивлений на качество воздуховоснабжения отдельных высевных аппаратов. Предложена методика расчета диаметра воздухопровода для предотвращения влияния местных сопротивлений на качество воздуховоснабжения.

S. Martinenko, T. Aulina, L. Svitecka

Reduction resistance air pipes of pneumatic seeders

In article systems of distribution of air of pneumatic sowing systems and influence of local resistance on quality of supply are considered by air of separate sowing devices. The design procedure of diameter of an air line for elimination of influence of local resistance on quality of supply is offered by air.

Одержано 20.09.11

УДК 631.33.024.2

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, О.С. Магопець, доц., канд. техн. наук.
Кіровоградський національний технічний університет

Математична модель процесу роботи клинових відвальників щік сошника секції просапної сівалки

В статті наведені результати теоретичних досліджень процесу роботи клинових відвальників щік сошника посівної секції просапної сівалки, обґрунтовані їх раціональні параметри та визначено, що удосконалена конструкція сошника здатна забезпечити якісне відгортання сухих шарів ґрунту в бік від борозни.

сприятливі умови проростання, технологічний процес роботи, відвальники щік сошника

Аналіз процесу борозноутворення серійними сошниками показує, що стінки розкритої посівної борозенки підлягають значному ущільненню [1], особливо в зоні вологих шарів ґрунту. В результаті порушується послідовність в зрушуванні нижніх (вологих) і верхніх (сухих) шарів ґрунту зі стінок борозни при укриванні насіння. В борозну осипаються в першу чергу верхні частинки ґрунту, як більш сипкі і мають більш низький коефіцієнт внутрішнього тертя між частинками в порівнянні з вологими. Вологі частинки ґрунту практично не осипаються [2]. Особливо це видно при невеликій вологості в верхньому шарі ґрунту. Найбільш сприятливим буде загортання насіння, коли воно укривається частинками тих шарів ґрунту, на глибині яких воно знаходиться. Проведені нами досліді [3] з серійними сошниками за допомогою методу фарбованих шарів ґрунту показали (рис. 1), що під час їх роботи стінки борозни зрушуються лише на глибину рихлого шару, а борозна, утворена в більш вологому шарі, зовсім не

5. Волошин А.И. Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов / А. Волошин, Б. Пономарев.- К.: Наукова думка, 2001. – 520с.
6. Моргунов Ю.А. Высевающие аппараты овощных сеялок / Юрий Моргунов, Гарри Пекерман // Тракторы и с.-х. машины. – 1982.- №10.- С. 28 – 29.

С. Мартыненко, Т. Аулина, Л. Свитецкая

Уменьшение сопротивления воздухопроводов пневматических сеялок

В статье рассмотрены системы воздухораспределения пневматических высевных систем и влияние местных сопротивлений на качество воздуховоснабжения отдельных высевных аппаратов. Предложена методика расчета диаметра воздухопровода для предотвращения влияния местных сопротивлений на качество воздуховоснабжения.

S. Martinenko, T. Aulina, L. Svitecka

Reduction resistance air pipes of pneumatic seeders

In article systems of distribution of air of pneumatic sowing systems and influence of local resistance on quality of supply are considered by air of separate sowing devices. The design procedure of diameter of an air line for elimination of influence of local resistance on quality of supply is offered by air.

Одержано 20.09.11

УДК 631.33.024.2

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, О.С. Магопечь, доц., канд. техн. наук.
Кіровоградський національний технічний університет

Математична модель процесу роботи клинових відвальників щік сошника секції просапної сівалки

В статті наведені результати теоретичних досліджень процесу роботи клинових відвальників щік сошника посівної секції просапної сівалки, обґрунтовані їх раціональні параметри та визначено, що удосконалена конструкція сошника здатна забезпечити якісне відгортання сухих шарів ґрунту в бік від борозни.

сприятливі умови проростання, технологічний процес роботи, відвальники щік сошника

Аналіз процесу борозноутворення серійними сошниками показує, що стінки розкритої посівної борозенки підлягають значному ущільненню [1], особливо в зоні вологих шарів ґрунту. В результаті порушується послідовність в зрушуванні нижніх (вологих) і верхніх (сухих) шарів ґрунту зі стінок борозни при укриванні насіння. В борозну осипаються в першу чергу верхні частинки ґрунту, як більш сипкі і мають більш низький коефіцієнт внутрішнього тертя між частинками в порівнянні з вологими. Вологі частинки ґрунту практично не осипаються [2]. Особливо це видно при невеликій вологості в верхньому шарі ґрунту. Найбільш сприятливим буде загортання насіння, коли воно укривається частинками тих шарів ґрунту, на глибині яких воно знаходиться. Проведені нами досліди [3] з серійними сошниками за допомогою методу фарбованих шарів ґрунту показали (рис. 1), що під час їх роботи стінки борозни зрушуються лише на глибину рихлого шару, а борозна, утворена в більш вологому шарі, зовсім не

накривається ґрунтом. Після проходу сошника на ущільнене ложе борозни нічого не впливає і тому борозна, утворена в вологому шарі, залишається відкритою, а при наявності сухого шару закривається ним порушуючи, при цьому, глибину розміщення насіння.

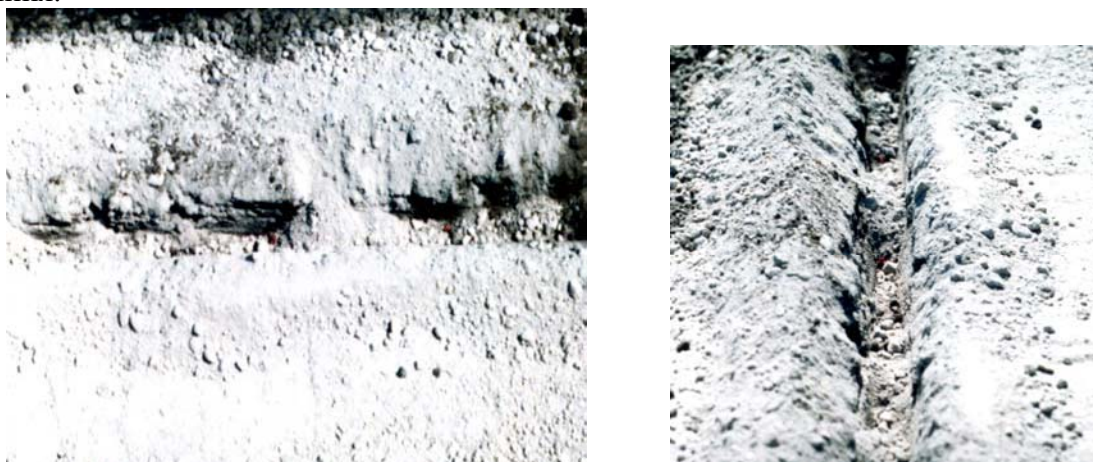


Рисунок 1 – Осипання сухих часток ґрунту в борозну після проходу серійного сошника при вологості ґрунту на глибині посіву $W=20\%$

Метою даної роботи є розробка удосконаленого сошника, який максимально відводив би сухі частки ґрунту в бік від борозни та забезпечував рівномірне розміщення насіння на необхідній глибині посіву.

Вищевказані вимоги до сошника можна реалізувати, ввівши в конструкцію його щік нові робочі елементи, якими є клинові відвальники [4], які відігнуті в бік від борозни і нахилені під кутом (рис. 2).

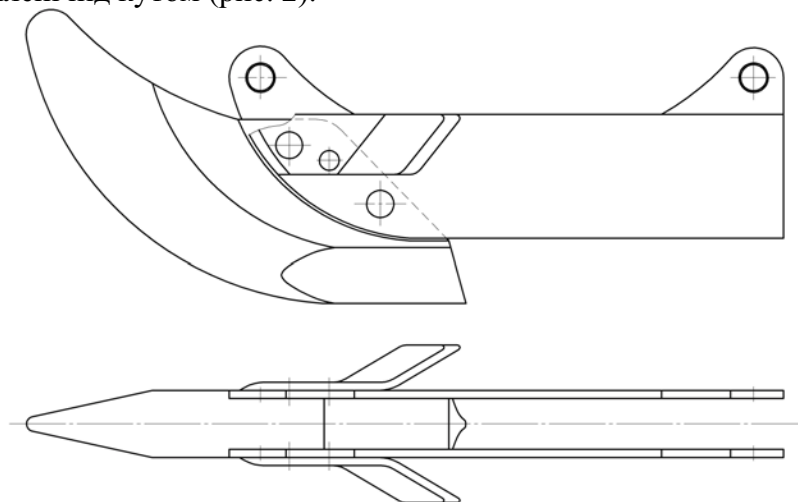


Рисунок 2 – Удосконалений насіннєвий сошник

Для детального аналізу роботи удосконаленого сошника розглянемо процес його взаємодії з ґрунтом. Для теоретичного розгляду поведінки шару ґрунту в процесі дії на нього клинового відвальника робимо припущення про дискретну його будову. Оскільки в період посіву ґрунт є достатньо сипким середовищем, то його рух будемо розглядати як рух окремих часток. Основною вимогою, яка ставиться до роботи клинового відвальника щіки сошника, є дальність відкидання часток ґрунту вбік від борозни при його русі. Для визначення відстані, на яку відкидається ґрунт, необхідно розділити процес взаємодії відвальника щіки сошника з ґрунтом на дві частини: початковий рух в контакт з відвальником і наступний рух ґрунту після сходу з його поверхні. Нами була розроблена схема руху часток ґрунту по відвальнику щіки сошника (рис. 3).

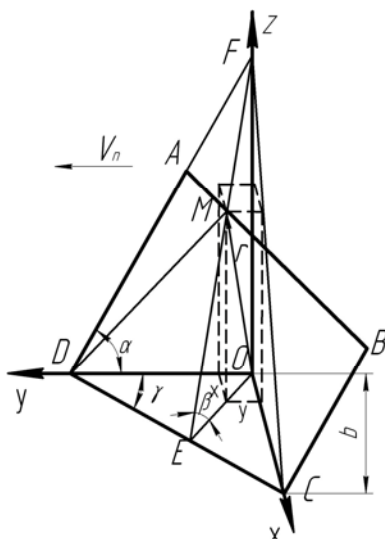


Рисунок 3 – Просторова схема руху частки ґрунту по клиновому відвальнику щоки сошника

Рух відвальника щоки сошника в ґрунті можна розглядати як рух тригранного клина. Рухаючись в напрямку осі y , ребро ДС відвальника щоки сошника підрізає шар ґрунту і піднімає його на відвальник АВСД. Нехай в початковий момент часу точка Д наральника співпадає з початком координат. На протязі часу t сошник, рухаючись з постійною швидкістю V_n , пройде шлях ОД. Тоді частинка ґрунту, яка знаходиться на початку координат, переміститься по площині відвальника АВСД в точку М, яка лежить в вертикальній площині FOE. При цьому можна допустити, що відносна швидкість ковзання ґрунту по відвальнику щоки сошника буде рівна поступальній швидкості руху сошника ($V_n = V_c$). В цьому випадку $OD = DM = V_n t$ і $OE = ME$.

Положення точки М в розглянутий момент буде визначатися радіусом – вектором, який проведений із початку координат:

$$r = \sqrt{x_1^2 + y_1^2 + z_1^2} \quad (1)$$

Координати точки в розглянутий момент часу будуть виражені рівняннями:

$$\begin{cases} x_1 = V_n t \sin \gamma \cos \gamma (1 - \cos \beta) \\ y_1 = V_n t \sin^2 \gamma (1 - \cos \beta) \\ z_1 = V_n t \sin \gamma \sin \beta \end{cases} \quad (2)$$

В систему (2) входять параметричні рівняння траєкторії абсолютного переміщення ґрунтових часток. Величина z_1 визначиться із рис. 3:

$$z_1 = b \cos \gamma \sin \beta, \quad (3)$$

де b – ширина захвата клинового відвальника щоки сошника;

γ – кут розхилу клинового відвальника щоки сошника;

β – кут атаки клинового відвальника.

Визначаючи t з третього рівняння системи і замінюючи його значенням (3), отримуємо:

$$t = \frac{b}{V_n \cos \gamma \sin \beta} \quad (4)$$

Підставляючи значення t в перше і в друге рівняння системи (2), отримуємо величину зміщення часток ґрунту при їх русі по поверхні клинового відвальника по осям x і y :

Для визначення дальності бокового відкидання ґрунту розглянемо рух частки ґрунту, яка лежить на поверхні поля, від дії бокової грані відвальника. Нехай при максимальному значенні бокової швидкості відкидання частка ґрунту віддаляється від поверхні відвальника і рухається по поверхні поля з початковою швидкістю V_{x0} .

На частку діє сила тертя $F_2' = f_2 \cdot mg \cos(\gamma + \varphi)$, (де f_2 - коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту), яка перешкоджає її руху.

Тоді диференціальне рівняння руху частки ґрунту в напрямі V_x буде:

$$m \frac{d^2 S(t)}{dt^2} = -f_2 \cdot mg \cos(\gamma + \varphi). \quad (9)$$

Проінтегрувавши вираз (9) по t , знайдемо:

$$V_x = V_{x0} - t \cdot f_2 g \cos(\gamma + \varphi), \quad (10)$$

$$X(t) = V_{x0} \cdot t - f_2 g \cos(\gamma + \varphi) \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (11)$$

Кінцева швидкість частки дорівнює нулю, тому із рівняння (10) знаходимо час t руху частки:

$$t = \frac{V_{x0}}{gf_2 \cos(\gamma + \varphi)}.$$

Підставивши значення t в вираз (11) знаходимо:

$$L_1 = \frac{V_{x0}^2 \cdot \sin^2 \gamma \cdot (\operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{tg} \varphi)^2}{2 \cdot f_2 \cdot g \cos(\gamma + \varphi)}. \quad (12)$$

Рівняння (12) показує, що дальність бокового відкидання частки ґрунту пропорційна квадрату поступальної швидкості машини і залежить від кута розхилу відвальника і фізико-механічних властивостей ґрунту. Якщо проаналізувати рівняння (12) графічно, то можна з'ясувати, що прийнявши кут зовнішнього тертя ґрунту $\varphi = 30^\circ$, одержимо кут розхилу $\gamma = 30^\circ$, а також, що дальність відкидання ґрунту збільшується зі збільшенням кута розхилу до 30° , а при подальшому збільшенні – падає. Це пояснюється тим, що при подальшому збільшенні кута γ бічна швидкість V_x зменшується. Таким чином, при менших кутах розхилу клинового відвальника дальність бокового відкидання ґрунту буде максимальною, тому для подальших розрахунків приймаємо $\gamma = 30^\circ$.

Для визначення раціональних параметрів кута β необхідно знати залежність його зміни від кута установки відвальника в вертикальній площині α . З рис. 3 маємо:

$$\beta = \operatorname{arctg}(\sin \gamma \operatorname{tg} \alpha). \quad (13)$$

Знаючи значення кутів γ і β , а також ширину відвальника щокли сошника, можна визначити зміщення часток ґрунту, яке відбувається при їх русі по поверхні відвальника. При цьому зміщення по осі x буде виражати зміщення часток вбік, а зміщення по осі y - зміщення часток по ходу сошника.

Абсолютна величина бокового зміщення часток ґрунту при русі його по відвальнику щокли сошника буде дорівнювати:

$$l_a = \sqrt{x^2 + y^2} = b \cos \gamma (1 - \cos \beta).$$

В момент сходу з поверхні відвальника шар ґрунту подрібнюється, розпадаючись на окремі грудочки, подальший рух яких буде підлягати закону вільного падіння. Абсолютна швидкість руху часток ґрунту, які сходять з поверхні відвальника щокли сошника, виражається рівнянням:

$$V_a = \frac{dz}{dt} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}. \quad (14)$$

Після диференціювання рівняння (2) за часом та підставляючи значення V_x , V_y і V_z в (14), отримаємо абсолютну швидкість точки в розглянутий момент часу

$$V_a = 2V_n \sin \gamma \sin \beta / 2. \quad (15)$$

Підставляючи значення кута β в формулу (15) і аналізуючи її, можемо бачити залежність зміни швидкості часток ґрунту від кута установки відвальника в вертикальній площині. Таким чином, стійке зростання швидкості відбувається при установці відвальника під кутом $\alpha = 60 \div 90^\circ$. Але для можливості підрізання шару ґрунту і усунення явища нагортання ґрунту перед відвальником необхідно, щоб кут нахилу лежав в межах $\alpha = 60 \div 70^\circ$.

Прийнявши положення точки М, що рухається, яке відповідає початку вільного падіння, за початок нерухомої системи координат, знайдемо диференціальні рівняння вільного падіння частки і інтегруючи по $t = 0$ маємо:

$$\begin{cases} x = V_n t \sin \gamma \cos \gamma (1 - \cos \beta) \\ y = V_n t \sin^2 \gamma (1 - \cos \beta) \\ z = V_n t \sin \gamma \sin \beta - \frac{1}{2} g t^2 \end{cases}. \quad (16)$$

Виключаючи час із перших двох рівнянь системи (16), отримуємо рівняння траєкторії ґрунтових часток в проекції на площину xy

$$y = x \operatorname{tg} \gamma. \quad (17)$$

Проекція траєкторії руху частки на площину zy описується рівнянням:

$$z = \frac{y \sin \beta}{\sin \gamma (1 - \cos \beta)} - \frac{g y^2}{2 V_n^2 \sin^4 \gamma (1 - \cos \beta)^2}. \quad (18)$$

Рівняння (18) показує, що проекція траєкторії на площину zy представляє собою параболу.

Проекція траєкторії руху ґрунтової частки на площину zx описується рівнянням:

$$z = \frac{x \sin \beta}{\cos \gamma (1 - \cos \beta)} - \frac{g x^2}{2 V_n^2 \cos^2 \gamma \sin^2 \gamma (1 - \cos \beta)^2}. \quad (19)$$

Із рівнянь (18) і (19) знайдемо величину, на яку відкидаються частки l_y і l_x в проекціях на осі y і x . Під величиною відкидання будемо розуміти координати $x_2 = l_x$ і $y_2 = l_y$ точки М. Початкове положення точки М від поверхні ґрунту знаходиться на висоті відвальника $h' = b \sin \beta \cos \gamma$.

Підставляючи в рівняння (18) $y = l_y$ і $z = h'$, отримаємо:

$$l_y = \frac{V_n \sin^2 \gamma (1 - \cos \beta)}{g} \left(V_n \sin \beta \sin \gamma + \sqrt{V_n^2 \sin^2 \gamma \sin^2 \beta + 2 g b \cos \gamma \sin \beta} \right).$$

Підставляючи в рівняння (19) $x = l_x$ і $z = h'$, отримаємо:

$$l_x = \frac{V_n \sin \gamma \cos \gamma (1 - \cos \beta)}{g} \left(V_n \sin \beta \sin \gamma + \sqrt{V_n^2 \sin^2 \gamma \sin^2 \beta + 2 g b \sin \beta \cos \gamma} \right).$$

Шлях бокового відкидання ґрунтових часток від початкового положення рівний:

$$L_0 = \sqrt{l_x^2 + l_y^2} = l_y / \sin \gamma . \quad (20)$$

Повна величина бокового зміщення часток ґрунту відвальником $L = l_a + L_0$,

$$L = b \cos \gamma (1 - \cos \beta) + \frac{V_n \sin \gamma (1 - \cos \beta)}{g} (V_n \sin \beta \sin \gamma + \sqrt{V_n^2 \sin^2 \gamma \sin^2 \beta + 2gb \sin \beta \cos \gamma}) . \quad (21)$$

Висновки:

1. Аналіз умов загортання насіння показав, що існуючі конструкції сошників просапних сівалок не виконують їх згідно агротехнічним вимогам.

2. В результаті теоретичного аналізу процесу роботи клинового відвальника щоки сошника встановлено, що основними параметрами які впливають на дальність переміщення ґрунту в бік від борозни є: поступальна швидкість сошника, значення кутів γ і β , ширина відвальника і фізико-механічні властивості ґрунту.

3. Для забезпечення максимального відгортання ґрунту в бік від борозни були теоретично обґрунтовані основні параметри клинового відвальника – значення кутів установки і розхилу, які відповідно склали $\alpha = 70^\circ$ і $\gamma = 30^\circ$.

Список літератури

- 1 Пронько Л.Ю. Исследование работы сошников свекловичных сеялок точного высева / Л.Ю. Пронько // Механизация и электрификация сельского хозяйства. Вып. 12., Мн., “Ураджай”. – 1973. – С. 102 – 110.
- 2 Шабранский В.А. Исследование и совершенствование технологического процесса точного посева сахарной свеклы дражированными семенами: дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / Шабранский В.А. – К., 1980. – 199с.
- 3 Артеменко Д.Ю. Підвищення ефективності роботи сошника і прикочуючого котка посівної секції просапної сівалки: дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Артеменко Дмитро Юрійович. – Кіровоград, 2007. – 223 с.
- 4 Артеменко Д.Ю., Магопєць О.С. Обґрунтування раціональних параметрів клинових відвальників щек сошника просапної сівалки. / Д.Ю. Артеменко, О.С. Магопєць // “Розвиток наукових досліджень 2010”: Матеріали шостої міжнародної науково-практичної конференції, м. Полтава, 22-24 листопада 2010 р.: -Полтава: Вид-во «ІнтерГрафіка», 2010. – Т. 7. - С. 8-12.
- 5 Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т. 2. Динамика. – 6-е изд., перераб. и доп. / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – 640 с.

Д. Артеменко, А. Магопєць

Математическая модель процесса работы клиновых отвалов щек сошника секции пропашной сеялки

В статье приведены результаты теоретических исследований процесса работы клиновых отвалов щек сошника посевной секции пропашной сеялки, обоснованы их рациональные параметры и определено, что усовершенствованная конструкция сошника способна обеспечить качественный отвод сухих слоев почвы в сторону от борозны.

D. Artemenko, O. Magopez

Mathematical model of process work the wedge sailings cheeks coulter's sections of a seeder for beet crops

In article results of theoretical researches of process work the wedge sailings cheeks coulter's sections of a seeder for beet crops are resulted, their rational parameters are proved and is defined that the advanced design coulter's is capable to provide qualitative tap of dry layers earth aside from the furrow.

Одержано 15.09.11

УДК 631.331.54

М.М. Косінов, доц., канд. техн. наук, В.В. Амосов, доц., канд. техн. наук,
П.М.Соломашенко, студ.*Кіровоградський національний технічний університет*

Дослідження можливості підвищення якості заповнення чарунок висівного диска насінинами

Проведено аналіз факторів, які впливають на якість заповнення чарунок висівного диска насінинами, запропоновано деякі конструктивні зміни в висівному диску, які сприяють покращенню процесу заповнення чарунок насінинами.

висівний диск, чарунка, насінина, якість заповнення чарунок насінинами, рівномірність розподілу насінин

Величина урожаю сільськогосподарських культур, зокрема таких просапних, як цукрові буряки, кукурудза та ін., в значній мірі залежить від якості висіву – рівномірності розподілу насіння вздовж рядка і по глибині загортання. В свою чергу, рівномірність розподілу насінин вздовж рядка залежить від надійного одно зернового заповнення чарунок висівного диска насінинами.

Відомо, що для якісного западання насінин в чарунку відносна швидкість насінин по диску V_r не повинна перевищувати величини [1]:

$$V_r = (l - r) \sqrt{\frac{g}{2r}}, \quad (1)$$

де l — довжина чарунки;

r — радіус насінини.

Тому багато досліджень було присвячено вивченню способів зменшення величини V_r при збереженні високої продуктивності, тобто колової швидкості висівного диска.

Так, в [2] для цього пропонується з обох боків рядів чарунок на диску встановлювати в кільцеві пази кільця з фрикційного матеріалу (рис.1).

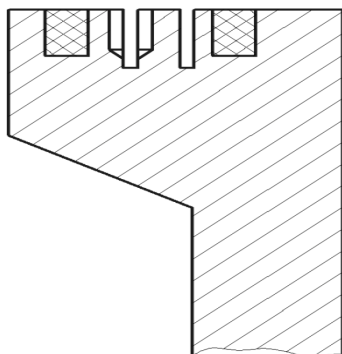


Рисунок 1- Диск з гумовими вставками

В [1] пропонується на робочій поверхні висівного диска з обох боків рядів чарунок робити насічки або рифлену накатку на глибину до 0,5мм (рис.2). Це дозволить зменшити проковзування насінин по диску і при відносно великій коловій швидкості диска V_d (до 0,30м/с) забезпечити зменшення V_r до величини, при якій забезпечується якісне заповнення чарунок насінинами, тобто до величини, яка визначається нерівністю (1).

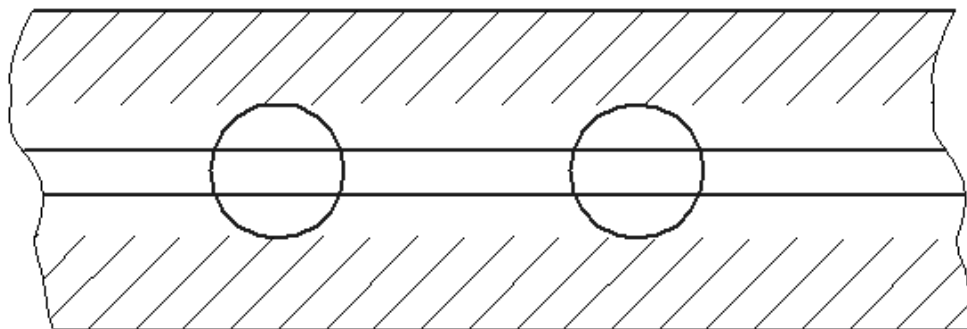
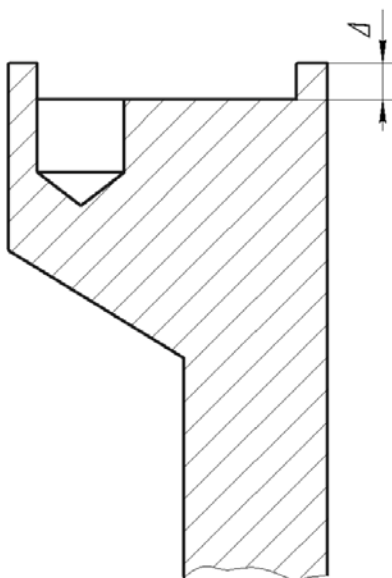


Рисунок 2 - Диск з насічками

В деяких дослідженнях вивчалась можливість покращення якості заповнення чарунок висівного диску при умові, якщо відносна швидкість насінин буде перевищувати величину, виражену умовою (1).

В роботі [1] показано, що виготовлення в зоні розташування чарунок на висівному диску кільцевої канавки глибиною Δ від 0,3 до 1,0мм (рис. 3.) дає можливість забезпечити якісне заповнення чарунок насінинами при підвищенні відносної швидкості до величини, яка визначається рівнянням:



$$V_r = (l - r) \sqrt{\frac{g}{2(r - \Delta)}}, \quad (2)$$

де Δ – глибина канавки.

В роботі [1] показано, що цієї мети можна досягти також, якщо в передній частині чарунки (з урахуванням напрямку обертання висівного диска) ввести фаску довжиною l_1 , яка буде сприяти поліпшенню западання насінини в чарунку (рис.4.). В цьому випадку відносна швидкість насінин (без погіршення якості заповнення) можна збільшити до величини:

$$V_r = [(l_1 + (l - r))] \sqrt{\frac{g}{2r}}. \quad (3)$$

Рисунок 3 - Диск з проточкою

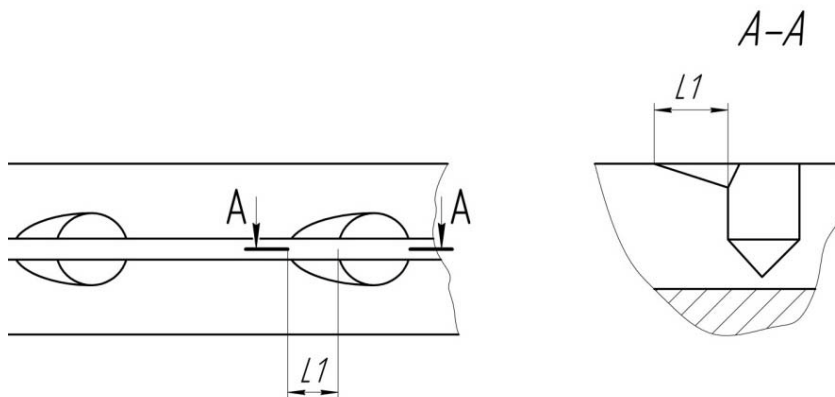


Рисунок 4 - Диск з фаскою

В багатьох роботах [3, 4] доводиться, що якість заповнення чарунок висівного диска насінинами також в значній мірі залежить від величини зони заповнення насінневої камери $R\theta$, оскільки вона визначає кількість зустрічей чарунки з насінинами за один оберт висівного диска.

Величину потрібної зони заповнення можна обґрунтувати використовуючи детерміновану модель процесу, тобто розглядаючи процес заповнення чарунки насіниною з точки зору динаміки руху насінини при западанні її в чарунку з урахуванням швидкості і траєкторії руху насінини, величини і напрямку сил, які діють при цьому на насінину та ін..

Останнім часом для вивчення багатьох технологічних процесів застосовують категорії теорії ймовірності [4]. З застосуванням цих категорій процес западання насінини в чарунку можна розглядати як складну подію, яка складається з двох простих: орієнтації насінини над чарункою і наступного проходу її в чарунку (з відповідною вірогідністю кожної події P_1 і P_2).

Об'єднання цих двох підходів аналізу процесу западання насінини в чарунку (детермінованого і ймовірносного) дає можливість отримати формулу для визначення оптимальної величини зони заповнення насінневої камери:

$$R\theta = \frac{V\partial(l-r)}{VrP_1P_2}. \quad (4)$$

Як бачимо з (4), величина зони заповнення залежить від режиму роботи висівного апарата $V\partial$, розмірів чарунок і насінин (l та r), величини відносної швидкості насінин V_r , яка, в свою чергу, залежить від фрикційних властивостей матеріалу висівного диску, а також від імовірності таких подій, як орієнтація насінини над чарункою P_1 і прохід насінини в чарунку P_2 .

Очевидно, що чим більше величина зони заповнення тим більше відбувається зустріч чарунок з насінинами за один оберт висівного диска і тим якісніше буде заповнення чарунок насінинами.

Однак, необґрунтоване збільшення зони заповнення приводить до збільшення габаритів висівного апарата, а отже і матеріалоемності його і машини в цілому.

Оскільки, як видно з (4), величину зони заповнення можна зменшити за рахунок підвищення ймовірностей P_1 та P_2 , то багато дослідників вивчали можливості збільшення цих ймовірностей.

В [5] для збільшення величини P_1 пропонується наблизити стінку корпусу якомога ближче до зони розташування чарунок на диску (рис.5), це на думку авторів буде сприяти ліпшій орієнтації насінин над чарунками. Більш повно вирішується це питання в роботі [6], в якій пропонується розміщувати в насінневій камері двох дуг-секторів з обох боків чарунок (рис.6).

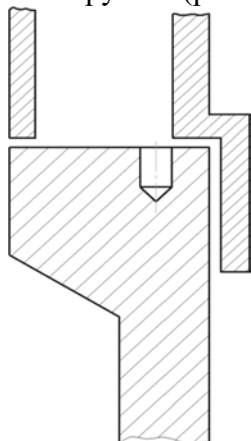


Рисунок 5 - Диск з наближеною стінкою корпусу

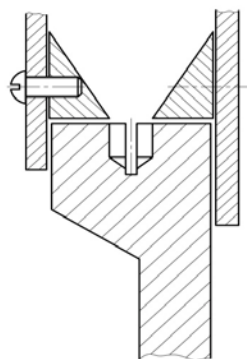


Рисунок 6 - Диск з секторами-вставками

Також підвищенню величини P_1 сприяє і введення в зоні розташування чарунок кільцевої проточки (канавки) [], за що вже згадувалося вище.

Підводячи підсумки проведеного аналізу способів покращення якості заповнення чарунок насінинами, можна зробити наступні висновки.

1. Усі запропоновані конструктивні зміни дозволяють в деякій мірі покращити якість заповнення чарунок насінинами, але доцільність впровадження більшості з них у виробництво викликає сумніви за різними причинами: невисока надійність роботи, ускладнення конструкції висівного апарата і т.п.

2. Найбільш доцільними із запропонованих змін є застосування на диску в зоні розташування чарунок кільцевої канавки, що дозволить підвищити вірогідність орієнтації насінин над чарунками P_1 і забезпечити якісне заповнення чарунок при збільшенні величини відносної швидкості

3. Для підвищення вірогідності проходу насінин в чарунку P_2 доцільно, на наш погляд, встановлювати в насінневій камері перегородку, яка буде сприймати на себе частину тиску шару насіння в бункері і, таким чином, зменшувати тиск з боку верхніх шарів насіння бункера на нижній шар насіння, який безпосередньо розташований над чарунками. Довжину перегородки при цьому слід вибирати такою, щоб насіння, яке надходить із бункера в насінневу камеру і розташовується в ній під кутом природного укусу, покривала всю поверхню висівного диска, тобто щоб встановлення перегородки не зменшувало величину зони заповнення.

Список літератури

1. Бузенков Г.М. Машины для посева сельскохозяйственных культур / Г.Бузенков, С.Ма – М.: Машиностроение, 1976. - 271 с.
2. А.с. 310624 СССР, МПК А 01С 7 /04. Выссевающий диск / В.С.Басин, А.Н.Полищук, Т.Е.Кришталь, В.А.Краевой, Е.А.Беляев, Б.Ф.Кузнецов (СССР) - № 1232361/30-15; заявл.11.04.68; опубл. 09.08.71, Бюл. № 24.
3. І.І.Павленко Обґрунтування оптимальної довжини зони заповнення вертикально-дискового висівного апарата / Павленко І.І., Косінов М.М., Амосов В.В. – Кіровоград.: КНТУ, 2008. – 326 с.
4. А.с. 12678 Україна, А 01С 7 /04. Висіваючий апарат / Слугінов В.М., Злобін Ю.А., Слугінова Ю.В., Слугінов Е.В., Слугінов П.І. (Україна) - № 94321876; заявл.19.05.93; опубл.28.02.97, Бюл.№1
5. А.с. 2656 Україна, Висівний апарат / Шмат С.І., Кохан О.О., Воротнюк В.В. (Україна) – 2003098116; заявл. 01.09.2003; опубл.15.07.2007, Бюл. №7.

М.Косінов, В.Амосов, П.Соломашенко

Исследование возможности повышения качества заполнения ячеек выссевающего диска семенами

Проведен анализ факторов, которые влияют на качество заполнения ячеек выссевающего диска семенами, предложены некоторые конструктивные изменения в высевном диске, которые способствуют улучшению процесса заполнения ячеек семенами.

M.Kosinov, V. Amosov, P.Solomashenko

Research of possibility of improvement of quality of filling of cells of a sowing disk by seeds

The analysis of factors which influence quality of filling of cells of a sowing disk seeds is carried out, some constructive changes in a sowing disk which promote improvement of process of filling of cells by seeds are offered

Одержано 20.10.11

УДК 631.362.3

О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук, Д.І. Петренко, канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Аналітичне дослідження якості розділення зерноsumіші відцентрово-пневматичним сепаратором

Означені проблемні питання підготовки зернового матеріалу до зберігання. Наведені результати математичного моделювання процесу переміщення частки по зовнішній прутковій поверхні обертового барабана в пневматичному каналі. Використовуючи графоаналітичний метод дослідження визначена теоретична якість розділення зерноsumіші на компоненти відцентрово-пневматичним сепаратором.

відцентрово-пневматичний сепаратор, циліндричний барабан, пруткова поверхня, теоретична якість розділення

Аграрний сектор України в останні роки нарощує об'єми виробництва, зокрема в 2011 році зібрано рекордний, близько 50 млн. т., врожай зернових культур [1]. Але здавалося б позитивний результат породив проблему отримання аграріями необхідного прибутку, оскільки велика пропозиція породжує низьку ціну. На перший план в цьому випадку виходить необхідність збереження з мінімальними питомими витратами зібраного врожаю до періоду, коли запропонована ціна задовольнить виробника. Для зберігання зерна потрібно довести його до базисних кондицій по чистоті і вологості.

При зберіганні зерно псується шкідниками, тобто вигризене зсередини. Зерно має при цьому однакові розміри і різну вагу, тобто через решето буде просіюватись і погане зерно (неповноцінне) і нормальне зерно. Решітні машини в цій ситуації не забезпечують необхідну якість очищення. Тому необхідно застосувати розділення за аеродинамічними властивостями.

Відомі два види сепараторів – це пневмостоли і пневматичні сепаратори різного виду. Пневмостоли – дуже важкі в налагодженні, дуже коштовні і мало застосовуються для невеликих господарств. У існуючих найбільш простих пневматичних сепараторів малоефективні пневмоканали [2, 3].

Тому запропоновано новий підхід до аеродинамічного розділення, який полягає в тому, що поєднуються обертовий барабан з прутковою поверхнею та повітряний потік, який проходить через пневмоканал і поверхню барабана [4].

Дослідження роботи запропонованого відцентрово-пневматичного сепаратора представлено в роботі [5]. Зокрема складена функціональна схема переміщення частки по зовнішній прутковій поверхні (рис. 1) та знайдена закономірність її переміщення в каналі:

$$\kappa = b_1 e^{-a\varphi} + a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi - 2b e^{-a\varphi} \int_{\varphi_0}^{\varphi} \frac{f_1(k_d + \sin \varphi) + \cos \varphi}{\sqrt{1 + k_d^2 + 2k_d \sin \varphi}} e^{a\varphi} d\varphi. \quad (1)$$

$$\text{де } a_1 = 2 \frac{a - f_1}{1 + a^2}; \quad a_2 = -2 \frac{f_1 a + 1}{1 + a^2}; \quad b = \frac{k_n U^2}{g}; \quad b_1 = \left(\frac{\dot{\varphi}_0^2 R}{g} - a_1 \sin \varphi_0 - a_2 \cos \varphi_0 \right) e^{a \varphi_0};$$

$$a = 2(k_n R - f_1); \quad k_d = \frac{R}{L}; \quad L = l_1 + l_2; \quad f_1 = \frac{f}{\sin \beta} \text{sign}(\dot{\varphi} - \omega_D);$$

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{d_{np} + \Delta}{d_{np} + d_e} \right)^2}; \quad \kappa - \text{показник кінематичного режиму частки}; \quad \varphi - \text{кут, що}$$

визначає положення частки на барабані, град; f – коефіцієнт тертя ковзання; ω_D – кутова швидкість обертання барабана, с^{-1} ; U – швидкість повітряного потоку, м/с ; k_n – коефіцієнт парусності частки, м^{-1} ; d_{np} – діаметр прутка, м ; d_e – еквівалентний діаметр зернини, м ; Δ – зазор між прутками, м ; l_1 – відстань між віссю обертання барабана та вхідним колектором повітряного каналу, м ; l_2 – довжина сліду повітряного потоку при розширенні каналу, м .

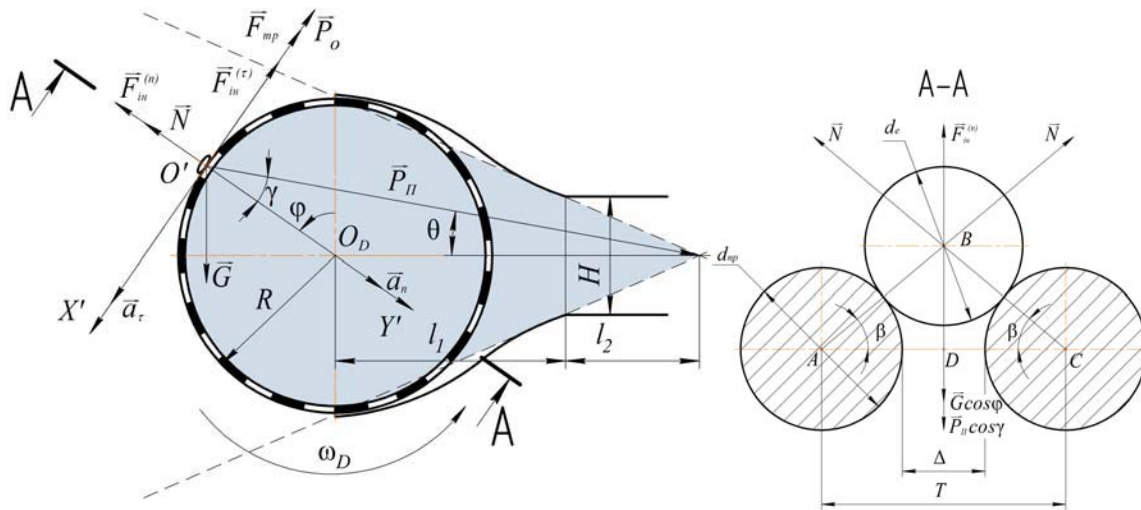


Рисунок 1 – Схема сил, які діють на частку при її русі по зовнішній поверхні циліндричного барабана

Отримане рівняння (1) не підлягає інтегруванню в елементарних функціях, тому для його вирішення був розроблений алгоритм покрокового розв’язку, який реалізований в пакеті прикладних програм MathCAD.

Алгоритм розв’язування наступний.

- 1) Задаємо параметри задачі $\varphi_0, f, R, l_1, l_2, U, d_{np}, d_e, \Delta, V_0, \omega_D$.
- 2) Задаємо крок по часу Δt
- 3) Знаходимо мінімальний кут $\varphi = \varphi_m$, при якому можна подавати зерновий потік. Рівняння для знаходження кута φ_m

$$-(k_n R - f_1) \frac{V_0^2}{gR} + \sin \varphi_m - f_1 \cos \varphi_m - \frac{k_n U^2}{g} \frac{f_1 (k_d + \sin \varphi_m) + \cos \varphi_m}{\sqrt{1 + k_d^2 + 2k_d \sin \varphi_m}} = 0. \quad (2)$$

Згідно отриманого рівняння будуюмо графік залежності кута введення матеріалу до повітряного каналу φ_m від коефіцієнта парусності k_{Π} (рис. 2) (на прикладі зерноsumіші соняшника).

Значення діапазону коефіцієнтів парусності приймаємо згідно рекомендацій [2, 3]: повноцінне насіння – $k_{\Pi} = 0,07 \dots 0,18$; некондиційне насіння – $k_{\Pi} = 0,14 \dots 0,32$; домішки – $k_{\Pi} = 0,23 \dots 0,55$.

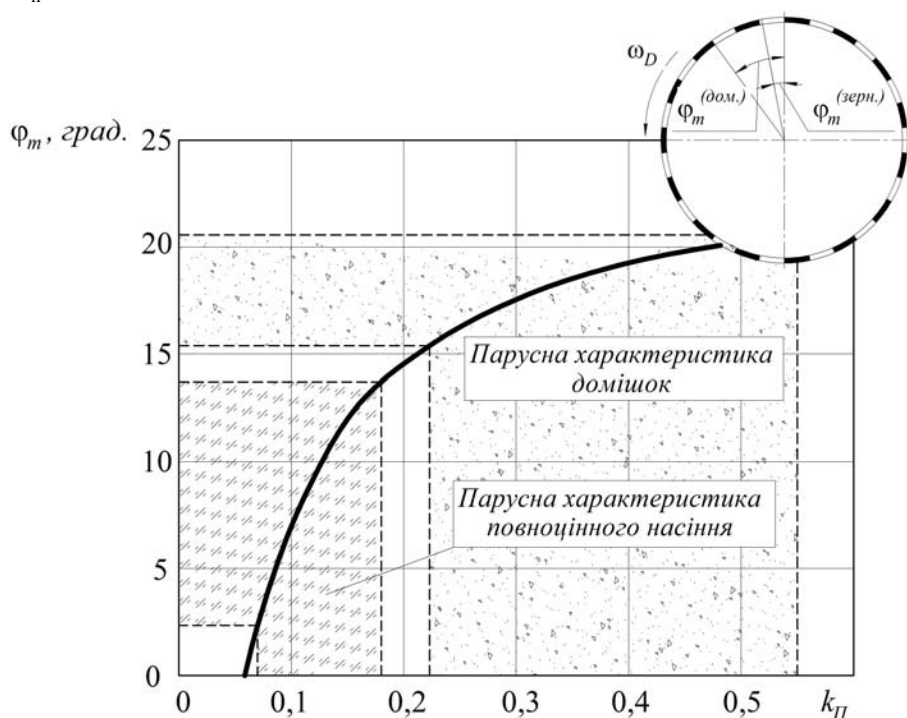


Рисунок 2 – Залежність кута введення матеріалу в повітряний канал від коефіцієнтів парусності елементів (на прикладі зерноsumіші соняшника)

Аналіз залежності (рис. 2) показує, що мінімальний кут подачі по дузі кола барабана становить:

для коефіцієнтів парусності $k_{\Pi} = 0,07 \dots 0,18$ – $\varphi_m = 3^\circ \dots 13^\circ$;

для коефіцієнтів парусності $k_{\Pi} = 0,23 \dots 0,55$ – $\varphi_m = 15^\circ \dots 21^\circ$.

Для забезпечення стабільного руху з прискоренням, для даних початкових умов, необхідний кут подачі зернового матеріалу складає $\varphi_m > 21^\circ$. Зменшення кута введення призведе до уповільнення швидкості руху частки, переміщення в протилежному напрямку, і, відповідно, накопичення матеріалу в зоні подачі. Збільшення кута подачі призведе до зменшення якості очищення внаслідок зменшення зони дії повітряного потоку.

4) Знаходимо кут $\varphi = \varphi_{\omega_D}$, при якому швидкість зернини вирівнюється з швидкістю барабана, з рівняння

$$b_1 e^{-a\varphi_{\omega_D}} + a_1 \sin \varphi_{\omega_D} + a_2 \cos \varphi_{\omega_D} -$$

$$-2be^{-a\varphi_{\omega_D}} \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\omega_D}} \frac{f_1(k_d + \sin \varphi_{\omega_D}) + \cos \varphi_{\omega_D}}{\sqrt{1+k_d^2 + 2k_d \sin \varphi_{\omega_D}}} e^{a\varphi_{\omega_D}} d\varphi_{\omega_D} - \frac{g}{R} \omega_D^2 = 0. \quad (3)$$

Згідно отриманого рівняння будемо графік залежності кута зміни напрямку сили тертя φ_{ω_D} від коефіцієнта парусності k_{Π} (рис. 3).

Отримана графічна залежність (рис. 3) свідчить про те, що домішки мають більше прискорення ніж зерно, і відповідно кут, при якому відбудеться вирівнювання кутової швидкості часток зернового матеріалу і поверхні циліндричного барабана (кут зміни напрямку сили тертя) становитиме:

для коефіцієнтів парусності $k_{\Pi} = 0,07...0,18 - \varphi_{\omega_D} = 70^{\circ}...129^{\circ}$;

для коефіцієнтів парусності $k_{\Pi} = 0,14...0,32 - \varphi_{\omega_D} = 57^{\circ}...76^{\circ}$;

для коефіцієнтів парусності $k_{\Pi} = 0,23...0,55 - \varphi_{\omega_D} = 49^{\circ}...65^{\circ}$.

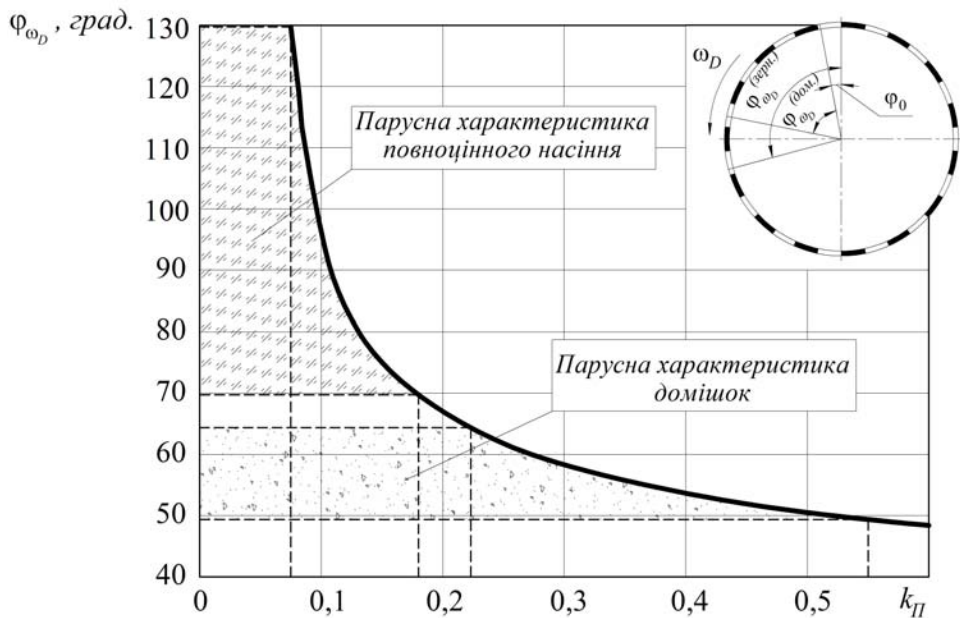


Рисунок 3 – Залежність кута зміни напрямку сили тертя від коефіцієнтів парусності елементів зерноsumіші

Таке розшарування матеріалу відбувається внаслідок дії на частки домішок більшої притискної сили (більший коефіцієнт парусності).

5) Знаходимо кут $\varphi = \varphi_{\text{відр.}}$ відриву зернини від барабана

$$\frac{k_{\Pi} U^2}{g} \frac{k_d + \sin \varphi_{\text{відр.}}}{\sqrt{1+k_d^2 + 2k_d \sin \varphi_{\text{відр.}}}} + \cos \varphi_{\text{відр.}} - \frac{R}{g} \dot{\varphi}_{\text{відр.}}^2 < 0 \quad (4)$$

або

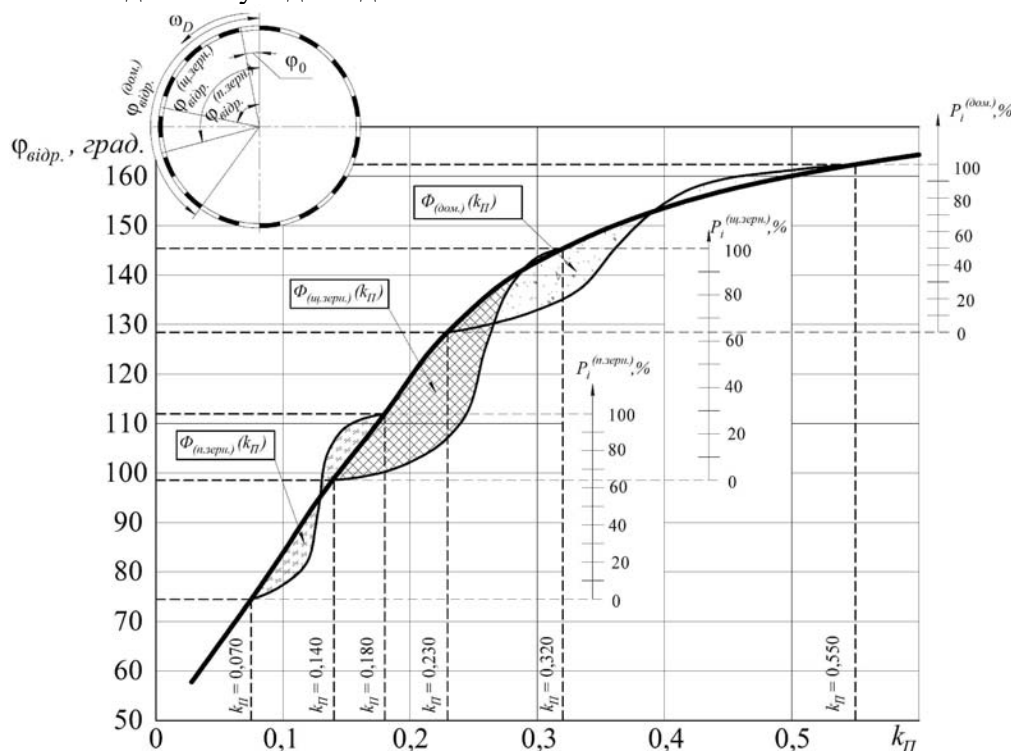
$$\frac{k_{\Pi} U^2}{g} \frac{k_d + \sin \varphi_{\text{відр.}}}{\sqrt{1 + k_d^2 + 2k_d \sin \varphi_{\text{відр.}}}} + \cos \varphi_{\text{відр.}} - b_1 e^{-\alpha \varphi_{\text{відр.}}} - a_1 \sin \varphi_{\text{відр.}} - a_2 \cos \varphi_{\text{відр.}} + 2be^{-\alpha \varphi_{\text{відр.}}} \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\text{відр.}}} \frac{f_1(k_d + \sin \varphi_{\text{відр.}}) + \cos \varphi_{\text{відр.}}}{\sqrt{1 + k_d^2 + 2k_d \sin \varphi_{\text{відр.}}}} e^{\alpha \varphi_{\text{відр.}}} d\varphi_{\text{відр.}} = 0, \quad (5)$$

$$\text{де } b_1 = \left(\frac{\varphi_0^2 R}{g} - a_1 \sin \varphi_0 - a_2 \cos \varphi_0 \right) e^{\alpha \varphi_0}, \quad (6)$$

$\varphi_0 = \max(\varphi_{\text{оп.}})$ – кут початку прискорення більший за кут п. 4).

Наступним етапом роботи було теоретичне визначення якості повітряного розділення зерноsumіші на компоненти. Для цього на теоретичну криву, яка характеризує залежність кутів відриву часток від значення коефіцієнта парусності, були накладені інтегральні криві розподілу фракцій за аеродинамічними властивостями (рис. 4). Ці криві ідентифікують елементи зерноsumіші як легкі домішки, некондиційне та повноцінне зерно. Місце поділу фракцій визначає зона перетину інтегральних кривих.

Для зернової маси, що характеризується значеннями $k_{\Pi} = 0,07 \dots 0,18$ – для повноцінного, $k_{\Pi} = 0,14 \dots 0,32$ – для некондиційного насіння та $k_{\Pi} = 0,23 \dots 0,55$ для смітних домішок, діапазон кутів відриву відповідно становить $\varphi_{\text{відр.}}^{(\text{н.зерн.})} = 75^\circ \dots 111^\circ$, $\varphi_{\text{відр.}}^{(\text{сміт.зерн.})} = 99^\circ \dots 145^\circ$, $\varphi_{\text{відр.}}^{(\text{дом.})} = 129^\circ \dots 162^\circ$, що дає змогу чітко розмежовувати фракції, встановивши подільник у відповідних положеннях.



$\Phi(k_{\Pi})$ - інтегральний розподіл величини коефіцієнта парусності; P_i - накопичена частота появи величини коефіцієнта парусності

Рисунок 4 – Залежність кута відриву часток від коефіцієнтів парусності елементів зерноsumіші

Наприклад, при встановленні його на куті 129° можемо зробити висновок про повне виділення повноцінного зерна із початкового матеріалу, при цьому вміст некондиційного зерна в фракції повноцінного становитиме до 65%. При цьому буде спостерігатись 100-відсоткове очищення зерна від легких домішок при втратах некондиційного зерна у відходах до 35%.

Висновок. Запропонована методика дозволяє теоретично визначити місце встановлення подільника зерна для забезпечення необхідної якості очищення. Так при очищенні зернового матеріалу від легких домішок з дотриманням вимог до вторинного очищення, кут поділу фракцій становить $135\dots140^\circ$.

Список літератури

1. www.ukrstat.gov.ua – Державна служба статистики України. Виробництво основних сільськогосподарських культур у 2011 році.
2. Бурков А. И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А. И. Бурков, Н. П. Сычугов. – Киров : Изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
3. Боуманс Г. Эффективная обработка и хранение зерна / Г. Боуманс ; [пер. с англ. В. И. Дашевского]. – М. : Агропромиздат, 1991. – 608 с.
4. Васильковський О.М. Підвищення ефективності повітряного очищення зерна / О. М. Васильковський, Д. І. Петренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 35. – Кіровоград : КНТУ, 2005. – С. 286–288.
5. Васильковський О. М. Математична модель роботи відцентрово-пневматичного сепаратора зерна / О. М. Васильковський, В. В. Гончаров, Д. І. Петренко, С. М. Лещенко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 10. Т.8. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – С. 94–104.

А.М. Васильковський, В.В. Гончаров, Д.И. Петренко, С.Н. Лещенко

Аналитическое исследование качества разделения зерносмеси центробежно-пневматическим сепаратором

Отмечены проблемные вопросы подготовки зернового материала к хранению. Приведенные результаты математического моделирования процесса перемещения частицы по внешней прутковой поверхности вращательного барабана в пневматическом канале. Используя графоаналитический метод исследования определено теоретическое качество разделения зерносмеси на компоненты центробежно-пневматическим сепаратором.

A. Vasil'kovskiy, V. Goncharov, D. Petrenko, S. Leschenko

Analytical research quality division of grain mixture by the centrifugal-pneumatic separator

The problem questions preparation of grain-growing material are marked to storage. The brought results over of mathematical design process of moving part on the external surface small twig of rotatory drum in a pneumatic channel. Using the graphoanalytical method of research theoretical quality division of grain mixture is certain on components by a centrifugal-pneumatic separator.

Одержано 02.10.11

УДК 631.331

**І.М. Осипов, доц., канд. техн. наук, В.В. Амосов, доц., канд. техн. наук,
І.П. Сисоліна, канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування параметрів дозуючого пристрою до шнекового туковисівного апарата

У статті приведені результати теоретичних досліджень основних параметрів нового вирівнюючого пристрою (дозатора) шнекового туковисівного апарату, а саме: кути підймання туків циліндричною та конічною поверхнями кільця висівного диска, вплив діючих сил на кут підйому туків конічним кільцем диска, продуктивність висівного вікна, а також конструкція дозатора та принцип його роботи, що показали спроможність дозатора сприяти покращенню рівномірності розподілу добрив у рядку.

туковисівні апарати, нестійкість висіву, якість розподілу туків, шнек, дозатор

Відновлення родючості ґрунтів стає нагальною проблемою сьогодення. Тому дослідження і удосконалення техніки внесення добрив, зокрема апаратів для висіву туків, що сприяють вирішенню її, є актуальними.

Теоретичними дослідженнями дії туковисівних апаратів на різних етапах розвитку технології процесів роботи займалися і займаються різні видатні вчені, такі як: І.Б. Баранов, П.М. Василенко, В.П. Горячкін, П.М. Заїка, М.Л. Кругляков, С.І. Лісовенко, І.І. Моїсєєв, І.В. Павловській та ін.

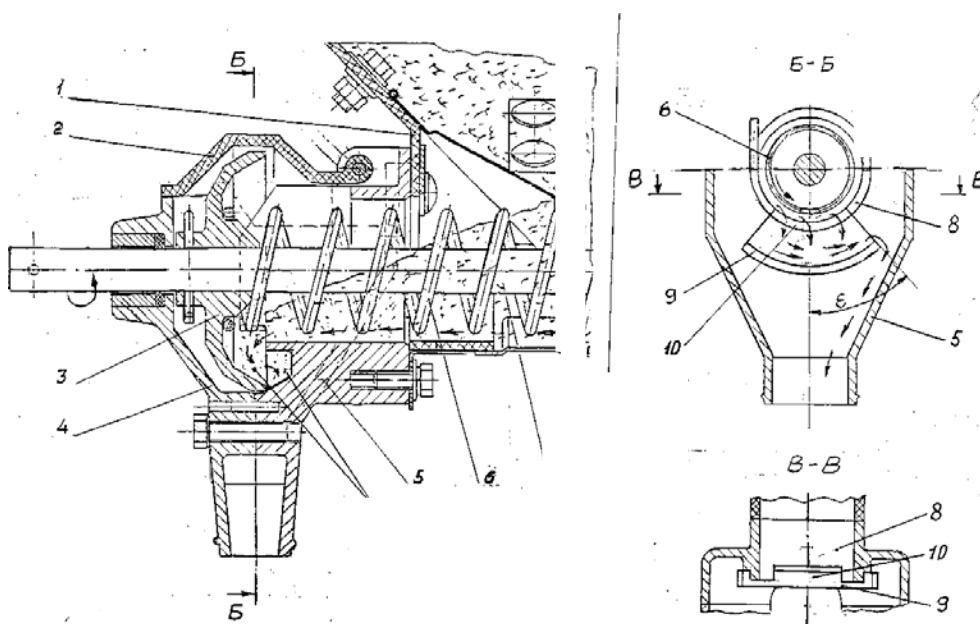
Необхідно відзначити, що сучасна хімічна промисловість випускає як прості мінеральні добрива (наприклад, гранульований суперфосфат), які містять до 30% поживних речовин, так і висококонцентровані гранульовані мінеральні добрива (наприклад, нітрофоска, амофос і ін.), які містять 40...75% поживних речовин, а тому останні добрива необхідно вносити при сівбі малими нормами (80...90кг/га) з рівномірним розподіленням їх уздовж рядка. Отже, ефективне використання цих добрив можливе лише за рахунок покращення розподілення їх у рядках. Серійні шнекові апарати забезпечити цього не здатні без суттєвої зміни їх конструкцій. Тому, для забезпечення рівномірного скиду туків у тукопроводи шнековим туковисівним апаратом, пропонуємо на торцях його шнеків над лійками тукопроводів встановити додатковий пристрій для вирівнювання потоку туків, які створюють шнеки.

Враховуючи конструктивні особливості шнекового туковисівного апарата, вибираємо для вирівнювання вихідного потоку туків після шнеку конструкцію у вигляді внутрішньорєберчастого висівного апарата, який значно рівномірніше розподіляє посівний матеріал у рядку борозни ніж будь-який інший апарат, та конструктивно приваблюючи вписується у конструкцію шнекового туковисівного апарата у торцях шнеків над лійками (рис. 1).

Призначення шнеку у наведеній конструкції змінюється. Він перетворюється з дозуючо-розподільчого елемента на живильник до вирівнюючого пристрою (дозатора).

Головним елементом дозуючого пристрою є висівний диск 3 (рис. 1), його форма та розміри вибираються з урахуванням продуктивності шнека. Технологічний процес роботи дозуючого пристрою відбувається наступним чином. Туки шнеком

спрямовуються з бункера до висівного диска і крізь вікно 10 у жолобі надходять у формуючий канал, який утворюється під жолобом за рахунок порожнини диска та углубленням у корпусі лійки. У формуючому каналі туки дещо накопичуються і виводяться диском, який обертається разом зі шнеком, з апарата в тукопровід крізь дозуюче висівне вікно Е. Отже, для забезпечення нормального протікання технологічного процесу формування та висіву рівномірного потоку добрив, необхідно узгодити площу вікна 10 у жолобі, довжину формуючого каналу, яка залежить від величини порогу 9, та площу висівного вікна Е.



перетин Б-Б без висівного диска; перетин В-В без висівного диска і шнека:
 1 - бункер; 2 - кришка; 3 - висівний диск; 4 - кришка лійки; 5 - корпус лійки; 6 - гвинтова стрічка з дроту;
 7 - вал шнека; 8 - жолоб шнека; 9 - поріг; 10 - вікно у жолобі;
 Е - висівне вікно пристрою

Рисунок 1 - Конструкція дозуючого пристрою шнекового туковисівного апарата

Формування рівномірного потоку туків, після подачі шнеком, у формуючому каналі відбувається за рахунок дії рухомих поверхонь висівного диску та нерухомих поверхонь углублень у корпусі лійки. І чим довшим буде формуючий канал, тим краще сформується рівномірність потоку туків. Довжина формуючого каналу залежить від взаємодії шару туків з внутрішньої поверхні висівного диска, тобто від кута ξ підймання туків кільцем висівного диску, який залежить від радіуса R диска, швидкості обертання ω кільця диска та коефіцієнта тертя туків по поверхні кільця диска (рис. 2).

При обертанні диска з циліндричним кільцем, туки на його внутрішній поверхні будуть знаходитися під дією власної ваги mg відцентрової сили $m\omega^2 R$, нормальної реакції N та сили тертя F (рис. 2).

В умовах рівноваги частинок туків [2], тобто при їх відносному спокою, для рухомої системи координат $\eta-\tau$ з початком у точці M будемо мати для циліндричного кільця:

$$\left. \begin{aligned} m\omega^2 R + mg \cdot \cos \xi - N &= 0; \\ F - mg \cdot \sin \xi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де R – внутрішній радіус кільця диска.

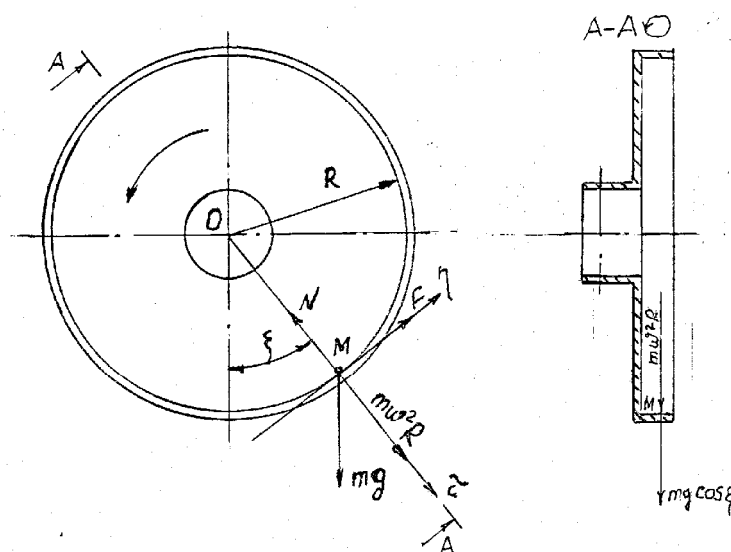


Рисунок 2 - До визначення кута підймання туків циліндричною поверхнею кільця висівного диска.

Після перетворень отримаємо:

$$m\omega^2 R \cdot \operatorname{tg} \varphi + mg \cdot \cos \xi \cdot \operatorname{tg} \varphi - mg \cdot \sin \xi = 0,$$

тобто
$$\sin(\xi - \varphi) = \frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi.$$

Звідки граничний кут підймання туків буде:

$$\xi = \varphi + \operatorname{arc} \sin(K \cdot \sin \varphi), \quad (2)$$

де φ – кут тертя туків по поверхні кільця;

$$K = \frac{\omega^2 R}{g} \text{ – кінематичний показник режиму руху кільця.}$$

Виходячи з практичних даних, коли кут тертя туків по поверхні кільця диска $\varphi = 37^\circ$, при можливій максимальній частоті обертання висівного диска $n = 110$ об/хв., кутова швидкість буде $\omega = 11,5$ 1/с, при радіусі диска $R = 0,047$ м, кінематичний показник буде $K = 0,63$.

Тоді максимальний кут підймання туків циліндричним кільцем диска при максимальній частоті обертання диска буде:

$$\xi_{\max} = 37^\circ + \operatorname{arc} \sin(0,63 \cdot 0,6) = 37^\circ + 22^\circ = 59^\circ.$$

Тобто досить високо буде відбуватися скид туків з диска, чим технічно неможливо забезпечити своєчасне вивільнення кільця диска від туків, оскільки заважатиме вже кожух шнека.

Для зменшення кута підймання ξ і тим самим скорочення довжини порогу 9 (рис. 1), а також для покращення сходження туків з внутрішньої поверхні кільця висівного диска, кільце виконуємо конічним з нахилом твірної під кутом θ [1] (рис. 3).

Необхідно відзначити, що робота висівного диску має два умовних режими роботи: перший, коли частота обертання диска невелика і дією відцентрової сили

можна знехтувати, і другий, коли дія відцентрової сили суттєво впливає на режими скидання туків з кільця диска.

Отже, в першому випадку, основною силою, яка діятиме на частинку, що знаходиться на конічному кільці висівного диска, буде сила ваги частинки mg , вектор якої спрямований завжди вертикально вниз. Враховуючи це, ми можемо констатувати, що й лінія скочування частинки з конічної поверхні диска при його обертанні завжди буде знаходитися у вертикальній площині А-А (рис. 3) перпендикулярній до площини диска.

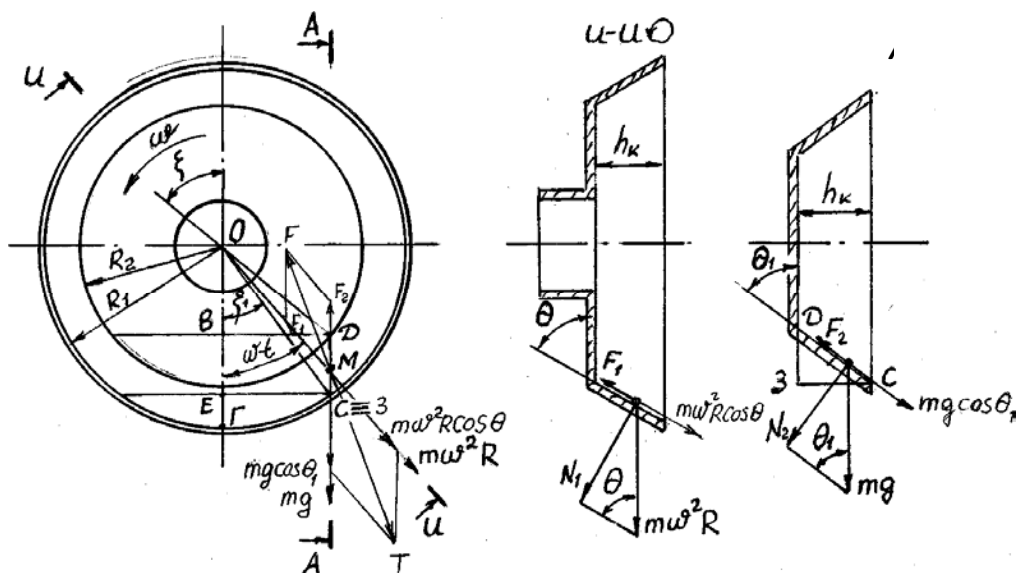


Рисунок 3 - До визначення кута підймання туків конічною поверхнею кільця висівного диска. Виходячи з рисунку 3:

$$\operatorname{tg} \theta_1 = h_k / D3, \quad (3)$$

де $D3 = R_1 - R_2 \cos \xi - R_2 \sin \xi \cdot \operatorname{tg}(\xi_1 / 2) = R_1 - R_2 (\cos \xi - \sin \xi \cdot \operatorname{tg}(\xi_1 / 2))$.

Оскільки $R_2 \sin \xi = R_1 \sin \xi_1$, то кут ξ_1 (кут максимального підйому частинки туків кільцем диска) можна визначити:

$$\xi_1 = \arcsin(R_2 \sin \xi / R_1). \quad (4)$$

Умовою скочування частинки з конічної поверхні є $T > F$, або $mg \cdot \cos \theta_1 > mg \cdot \sin \theta_1 \operatorname{tg} \varphi$, тоді

$$\theta_1 < 90^\circ - \varphi. \quad (5)$$

Аналізуючи наведені залежності, при параметрах висівного диска (наприклад, $R_1=46,5\text{мм}$; $R_2=40\text{мм}$; $h_k=10\text{мм}$; $\theta=60^\circ$) вже при повороті його на $\xi=5^\circ$ умова (5) починає виконуватися, тобто $\theta_1 = 51^\circ < (90^\circ - 37^\circ) = 53^\circ$.

При збільшенні ширини кільця h_k до 15мм, умова (5) починає виконуватися вже з поворотом диска на $\xi=20^\circ$ ($\theta_1 = 49^\circ < (90^\circ - 37^\circ) = 53^\circ$). Тобто висівний диск з конічним кільцем при малих обертах його буде розвантажуватися від туків значно швидше ніж висівний диск з циліндричним кільцем.

Для оцінки впливу дії відцентрової сили на збільшення кута підймання туків конічною поверхнею кільця висівного диска, розглянемо сумісну дію на частинку туків

сили ваги mg та відцентрової сили $m\omega^2 R$ (рис. 3). Як витікає з аналізу дії цих сил на частинку умовою рівноваги частинки на цій поверхні буде:

$$T = F, \quad (6)$$

де T – рівнодіюча сила від сили ваги та відцентрової сили;
 F – рівнодіюча сила тертя частинки по конічній поверхні кільця висівного диску.
 Для визначення цих сил використовуємо правило косокутного трикутника (рис.3), а саме:

$$T = \sqrt{(mg \cdot \cos \theta_1)^2 + (m\omega^2 R \cdot \cos \theta)^2 - 2(mg \cdot \cos \theta_1)(m\omega^2 R \cdot \cos \theta) \cdot \cos(180^\circ - \omega t)};$$

$$F = \sqrt{(mg \sin \theta_1 \operatorname{tg} \varphi)^2 + (m\omega^2 R \sin \theta \operatorname{tg} \varphi)^2 - 2(mg \sin \theta_1)(m\omega^2 R \sin \theta) \operatorname{tg}^2 \varphi \cos(180^\circ - \omega t)}.$$

Виходячи з наведеного можемо записати формулу (6) як:

$$\begin{aligned} & (mg \cos \theta_1)^2 + (m\omega^2 R \cos \theta)^2 + 2(mg \cos \theta_1)(m\omega^2 R \cos \theta) \cos \omega t = \\ & (mg \sin \theta_1 \operatorname{tg} \varphi)^2 + (m\omega^2 R \sin \theta \operatorname{tg} \varphi)^2 + 2(mg \sin \theta_1 \operatorname{tg} \varphi)(m\omega^2 R \sin \theta \operatorname{tg} \varphi) \cos \omega t \\ & \text{або} \\ & g^2 \cos^2 \theta_1 + \omega^4 R_2^2 \cos^2 \theta + 2g\omega^2 R_2 \cos \theta \cdot \cos \omega t = \\ & g^2 \sin^2 \theta_1 \operatorname{tg}^2 \varphi + \omega^4 R_2^2 \sin^2 \theta \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi + 2g\omega^2 R_2 \sin \theta_1 \sin \theta \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \cos \omega t, \end{aligned} \quad (7)$$

де $\theta_1 = \operatorname{arctg}(h_k / [R_1 - R_2(\cos \omega t - \sin \omega t \cdot \operatorname{tg}(\operatorname{arcsin}(R_2 \sin \omega t / R_1) / 2)])$, що отримано з рівнянь (3 та 4).

Аналітичним шляхом це рівняння не вирішується. Тому, для визначення кутової величини порогу скиду туків з конічного кільця диска використовуємо програмне забезпечення MathCAD, при вихідних даних: $R_1=46,9\text{мм}$; $R_2=40\text{мм}$; $\Theta=60^\circ$; $h_k=12\text{мм}$; $\varphi=38^\circ$; $\omega=11,5$ 1/с, які переведемо в сприятливі для розрахунків показники, згідно MathCAD:

$$R_1:=0.0469 \quad R_2:=0.040 \quad \Theta:=60 \quad h_k:=0.012$$

$$\varphi := 38 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \omega := 11.5 \quad g := 9.81 \quad \varepsilon := \omega t$$

$$T(\varepsilon) := g^2 \cdot \cos(\theta_1(\varepsilon))^2 + \omega^4 \cdot R_2^2 \cdot \cos(\theta)^2 + 2 \cdot g \cdot \omega^2 \cdot R_2 \cdot \cos(\varepsilon) \cdot \cos(\theta)$$

$$F(\varepsilon) := g^2 \cdot \sin(\theta_1(\varepsilon))^2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi)^2 + \omega^4 \cdot R_2^2 \cdot \sin(\theta)^2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi)^2 + 2 \cdot g \cdot \omega^2 \cdot R_2 \cdot \sin(\theta_1(\varepsilon)) \cdot \sin(\theta) \cdot \operatorname{tg}(\varphi)^2 \cdot \cos(\varepsilon)$$

Як видно з графіка 4, частинка туків буде підійматися конічним диском усього до $\varepsilon=14^\circ$.

Тобто цей аналіз показує, що в межах робочих режимів обертання висівного диска відцентрові сили суттєво не впливають на величину порогу скиду туків з його конічної поверхні. Це дає можливість вільно вибирати необхідні кутові параметри ε порогу, для забезпечення якісної роботи дозатора (рис. 5), яка полягає в необхідності вибору параметрів розвантажувального отвору 10 (рис. 1) в кожуху корпусу лійки, тому що для нормальної роботи дозуючого пристрою необхідно, щоб продуктивність

розвантажувального отвору 10 в кожуху корпусу лійки q_o та продуктивність висівного вікна E (рис. 1, рис. 5) q_e знаходилися в наступній залежності:

$$q_u \leq q_o \leq q_e, \quad (8)$$

де q_u – кількість добрив, висіяних за один оберт шнека з дроту, становить:

$$q_u = 10^{-8} \cdot 25\pi S \cdot \gamma_o \mu (d_o^2 - d^2),$$

де S – крок витків шнека, мм;

γ – об'ємна маса добрив, г/дм³;

μ – коефіцієнт, що враховує відставання в швидкості внесення добрив у лійку від осьової швидкості витків шнека ($\mu=0,5 \dots 0,6$);

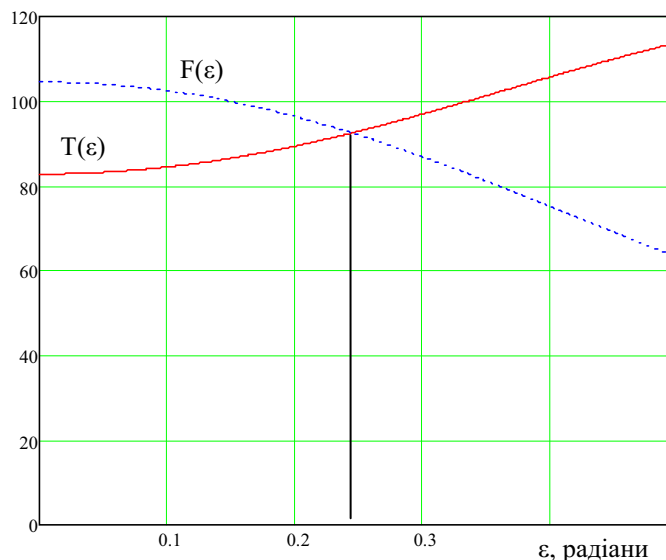
d_o – діаметр дозуючого отвору, мм;

d – діаметр вала шнека, мм;

q_o – продуктивність розвантажувального отвору в кожуху корпусу лійки [3]:

$$q_o = F_o \cdot \gamma_o \cdot \vartheta_o \cdot t_1,$$

T та F, Н



— T(ε) – рівнодіюча сила від сили ваги та відцентрової сили, з врахуванням змінювання кута ε;

- - - F(ε) – рівнодіюча сила тертя частинки по конічній поверхні кільця висівного диску

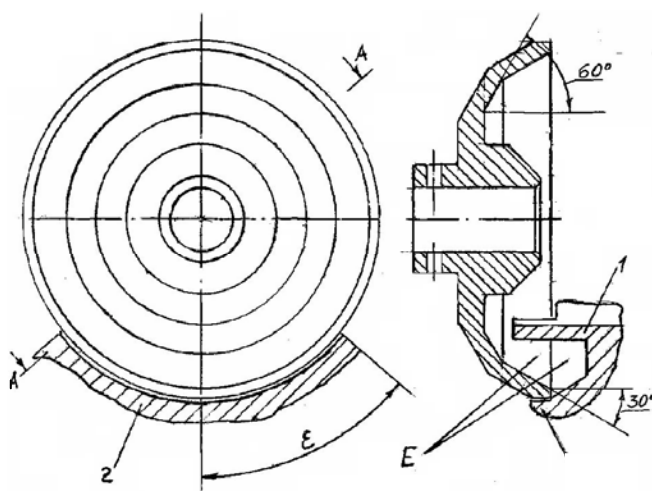
Рисунок 4 - Графіки залежності діючих сил на кут підйому туків конічним кільцем диска

де F_o – площа розвантажувального отвору, мм² ($a \cdot b$);

a та b – боки прямокутного розвантажувального вікна у кожуху корпусу лійки, мм;

ϑ_o – швидкість витікання туків крізь розвантажувальний отвір:

$$\vartheta_o = \frac{\sqrt{gR_z}}{f_o};$$



1 - кожух корпуса лійки; 2 - поріг; 3 - висівний диск; E - висівне вікно

Рисунок 5 - Конструкція дозатора

R_c – гідравлічний радіус отвору, мм: $R_c = F_o / (2a + 2b)$;

f_0 - коефіцієнт внутрішнього тертя туків;

t_1 – час одного обороту шнека ($t_1 = \frac{60}{n_u}$);

n_u – максимальна частота обертання шнека, об/хв.;

q_e – продуктивність висівного вікна:

$$q_e = 2\pi \cdot r_e \cdot F_e \cdot \gamma \cdot \varepsilon_e,$$

де F_e – площа висівного вікна, мм²;

r_e – радіус від центра висівного диска до центра висівного вікна, мм;

ε_e – коефіцієнт заповнення висівного вікна (0,6...0,8).

Отже, результати дослідження показали можливість визначення спроможності дозатора сприяти покращенню рівномірності розподілу добрив у рядку.

Список літератури

1. Мордухович Д.И., Томпаков А.Е. Туковысевающие аппараты//Механизация и электрификация с-х. -1984.-№8.- С.60-61.
2. Саакян С.С. Сельскохозяйственные машины (Конструкция, теория и расчет): [учебн. и учеб. пособия для высших с-х. учебн. заведений] / Саакян С.С. - М.: Сельхозиздат, 1962.- 328с.
3. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Под ред. Е.С. Босого. - М.: Машиностроение. - 1978.-567 с.

И. Осипов, В. Амосов, И. Сысолина

Обоснование параметров дозирующего устройства к шнековому туковысевающему аппарату

В статье приведены результаты теоретических исследований основных параметров нового выравнивающего устройства (дозатора) шнекового туковысевающего аппарата, а именно: углы поднятия туків циліндричною і конічною поверхностями кольца высевающего диска, влияние действующих

сил на угол поднятия туков коническим кольцом диска, производительность высевающего окна, а также конструкция дозатора и принцип его работы, которые показали возможности дозатора способствовать улучшению равномерности распределения удобрений в рядке.

I. Osipov, V. Amosov, I. Sysolina

Ground of parameters of batching device to the screw devices of fertilizers

The results of theoretical researches of basic parameters of new leveler device (metering device) of screw devices of fertilizers are resulted in the article, namely: corners of raising of fertilizers by the cylindrical and conical surfaces of ring of sowing disk, influence of operating forces on the corner of raising of fertilizers the conical ring of disk, the productivity of sowing window, and also construction of metering device and principle, is his works, which rotined possibilities of metering device to be instrumental in the improvement of equitability fertilizers in a line.

Одержано 21.09.11

5УДК 621.9.016

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук, В.Я. Мірзак, ст.викл., О.Е. Ставерська, А.О. Черпак, магістрантки

Кіровоградський національний технічний університет

Моделювання інтенсивності експлуатації пуансонів холодного видавлювання за допомогою програмного комплексу DEFORM v.10

У статті наведені результати моделювання температурного стану та напружень в пуансоні для зворотнього видавлювання корпусів спеціальних накидних гайок. На підставі результатів моделювання із застосуванням пакету програм DEFORM v.10 та результатів експериментального визначення навантажень на пуансони запропонована система плинного моніторингу довговічності інструменту **комп'ютерне моделювання, пуансон, температурне поле, зусилля, видавлювання, напруження**

Комп'ютерне моделювання процесів обробки металів тиском (ОМТ) дозволяє дослідникові вирішувати наступні завдання:

- а) оцінити виникаючі напруження і деформації, запобігти появі дефектів;
- б) виявити оптимальні параметри інструмента і заготовки для стабільного проходження деформування;
- в) змоделювати практично будь-який процес без проведення витратних експериментів.

Наприклад, при створенні штампу для якої-небудь формоутворюючої операції можна змоделювати зазначений штамп варіюванням різних геометричних і технологічних параметрів і підібрати такі їх значення, що забезпечують оптимальне заповнення порожнини штампу. Після цього можна виготовляти сам штамп. За допомогою моделювання можна визначити такі важливі параметри заготовки, як накопичена деформація, напруження, температура, напрям волокон, можливість руйнування заготовки, зношування інструменту тощо[1].

сил на угол поднятия туков коническим кольцом диска, производительность высевающего окна, а также конструкция дозатора и принцип его работы, которые показали возможности дозатора способствовать улучшению равномерности распределения удобрений в рядке.

I. Osipov, V. Amosov, I. Sysolina

Ground of parameters of batching device to the screw devices of fertilizers

The results of theoretical researches of basic parameters of new leveler device (metering device) of screw devices of fertilizers are resulted in the article, namely: corners of raising of fertilizers by the cylindrical and conical surfaces of ring of sowing disk, influence of operating forces on the corner of raising of fertilizers the conical ring of disk, the productivity of sowing window, and also construction of metering device and principle, is his works, which rotined possibilities of metering device to be instrumental in the improvement of equitability fertilizers in a line.

Одержано 21.09.11

5УДК 621.9.016

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук, В.Я. Мірзак, ст.викл., О.Е. Ставерська, А.О. Черпак, магістрантки

Кіровоградський національний технічний університет

Моделювання інтенсивності експлуатації пуансонів холодного видавлювання за допомогою програмного комплексу DEFORM v.10

У статті наведені результати моделювання температурного стану та напружень в пуансоні для зворотнього видавлювання корпусів спеціальних накидних гайок. На підставі результатів моделювання із застосуванням пакету програм DEFORM v.10 та результатів експериментального визначення навантажень на пуансони запропонована система плинного моніторингу довговічності інструменту **комп'ютерне моделювання, пуансон, температурне поле, зусилля, видавлювання, напруження**

Комп'ютерне моделювання процесів обробки металів тиском (ОМТ) дозволяє дослідникові вирішувати наступні завдання:

- а) оцінити виникаючі напруження і деформації, запобігти появі дефектів;
- б) виявити оптимальні параметри інструмента і заготовки для стабільного проходження деформування;
- в) змоделювати практично будь-який процес без проведення витратних експериментів.

Наприклад, при створенні штампу для якої-небудь формоутворюючої операції можна змоделювати зазначений штамп варіюванням різних геометричних і технологічних параметрів і підібрати такі їх значення, що забезпечують оптимальне заповнення порожнини штампу. Після цього можна виготовляти сам штамп. За допомогою моделювання можна визначити такі важливі параметри заготовки, як накопичена деформація, напруження, температура, напрям волокон, можливість руйнування заготовки, зношування інструменту тощо[1].

Сучасним способом моделювання складних процесів, що відбуваються в робочих деталях штампів при їх динамічному навантаженні являється імітаційне моделювання за допомогою програмного комплексу DEFORM (версія v.10).

Програмний комплекс DEFORM розроблений в США компанією Scientific Forming Technology Corporation (SFTC) і призначений для моделювання технологічних процесів обробки металів тиском та термообробки [2]. Таким чином, створюється можливість перевірки розробленого технологічного процесу не експериментально, на реальному виробництві, а за допомогою комп'ютера. На жаль, дуже рідко вдається спроектувати ідеальне оснащення, що дозволяє відразу ж отримувати вироби необхідної якості і з необхідними експлуатаційними характеристиками. В більшості випадків технологічне оснащення доводиться допрацьовувати, змінювати геометрію формують поверхонь, параметри процесу, а іноді і повністю переробляти технологію, що вимагає багато часу і великих витрат.

При роботі в програмі DEFORM (версія v.10) шляхом варіювання різних геометричних і технологічних параметрів процесу можна знаходити оптимальні умови деформування для зниження зусилля, однорідного розподілу накопиченої деформації і температури. Крім того, за допомогою цього програмного комплексу можливо прогнозування виникнення різних дефектів як на заготовці, так і в штампі. Це особливо цінно при розробці інструменту, що працює в умовах значних силових і температурних дій, наприклад, для робочих деталей штампів холодного видавлювання сталевих виробів з великими степенями деформацій.

В ході проведених досліджень технологічні можливості програмного комплексу DEFORM були використані для оцінки температурного поля пуансона для зворотнього видавлювання корпусів накидних гайок, що виготовляються на ВАТ "Червона зірка" (м. Кіровоград).

На першому етапі дослідження виконали оцінку напружено-деформованого стану робочих деталей штампів для холодного видавлювання.

Об'єм досліджуваного інструменту був поділений на кінцеві елементи відповідної розмірності. Задаючи на кінцевих елементах кусочно-поліноміальними факторними функціями для апроксимації вектора переміщень, можна отримати систему рівнянь методом кінцевих елементів (МКЕ)[3]. Технологічне навантаження задавалося розподіленням по робочій поверхні інструменту. Закріплення вузлів моделі проводилося відповідно до конструктивних особливостей використовуваного штампів.

Загальноприйняте використання МКЕ пов'язане з мінімізацією потенційної енергії системи при відшукуванні вузлових значень вектора переміщень. Повна потенційна енергія пружної системи складається з енергії деформацій в тілі Δ і енергій W , прикладених до системи зовнішніх сил [3]:

$$\Pi = \Delta + W \quad (1)$$

Однією з важливих вимог теореми про потенційну енергію є те, що шукані переміщення повинні задовольняти заданим значенням на межі.

Матриця жорсткості системи може бути обчислена так:

$$[K] = \int_V [B]^T [D][B] dW, \quad (2)$$

де $[D]$ - матриця пружних характеристик матеріалу;

$[B]$ - матриця, отримана диференціюванням функцій форми елемента.

При рішенні осесиметричних завдань зручніше використовувати компоненти тензорів напруження і деформацій в циліндричній системі координат:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} - [D]\{\varepsilon_0\}, \quad (3)$$

де $\{\varepsilon_0\}$ - вектор початкової деформації, викликані тепловою дією :

$$\{\varepsilon_0\} = [D]\{\varepsilon\} - [D]\{\varepsilon_0\}.$$

Відповідно до зазначених вище принципів була розроблена послідовність технологічних переходів холодного видавлювання. Вихідна заготовка і вид напівфабрикату після штампування представлені на рис. 1.

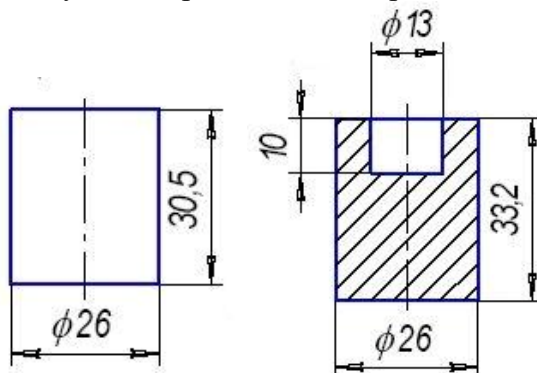


Рисунок 1- Вихідна заготовка (ліворуч), напівфабрикат після першого переходу (праворуч)

Вид деформованої координатної сітки після проведення процесу видавлювання представлений на рис. 2. За даними експериментальних досліджень за допомогою програмного комплексу DEFORM була також розроблена сітка кінцевих елементів і виконана попередня оцінка деформованості матеріалу на першому переході холодного видавлювання (рис. 3).

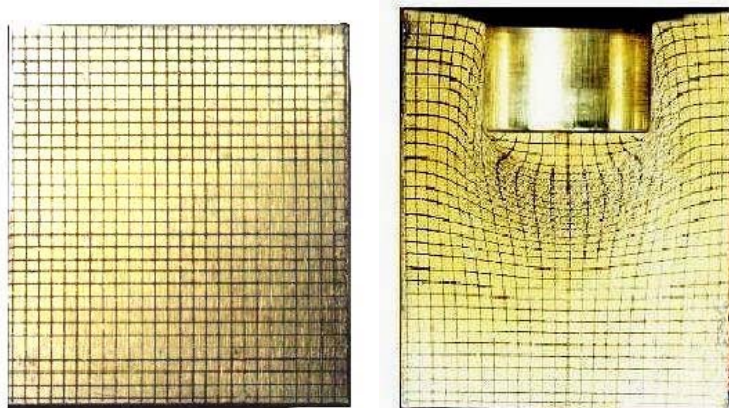


Рисунок 2 – Зміни координатної сітки на недеформованому (ліворуч) та деформованому (праворуч) зразку

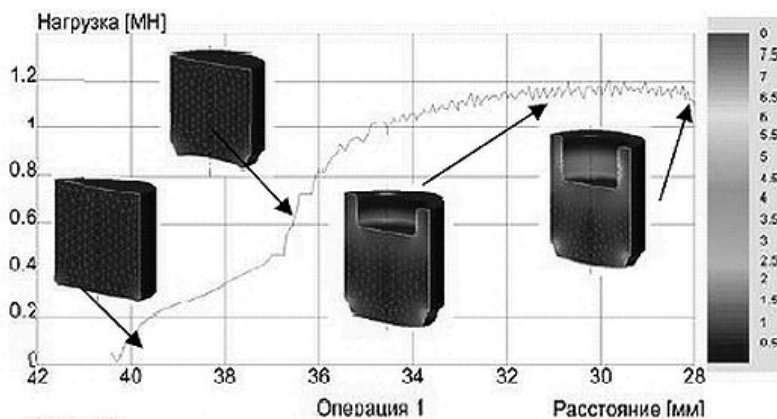


Рисунок 3 – Візуальна оцінка інтенсивності формозміни матеріалу під час холодного видавлювання

Напруження в елементах можуть бути обчислені відповідно до закону Гука:

$$\{\varepsilon_0\} = \beta \Delta T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

де β - коефіцієнт теплового розширення.

Вектор-стовпчик, пов'язаний з тепловим розширенням, в остаточному виді представлено так:

$$\{f_{th}\} = \frac{\beta E \Delta T}{1 - 2\mu} [B]^T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} 2\eta r F, \quad (5)$$

де E - модуль пружності матеріалу;

μ - коефіцієнт Пуассона;

F - площа поперечного перерізу елемента.

Попередньо було прийнято, що розрахунок параметрів напружено-деформованого стану (НДС) робочих деталей штамп для холодного видавлювання згідно МКЕ можна виконати за умов наступних допущень:

- сили, діючі на елемент, приводяться до вузлових точок;
- обчислення переміщень отримуються шляхом вирішення системи алгебраїчних рівнянь, що відповідають умові рівноваги усіх вузлових точок під дією зовнішніх і внутрішніх сил, викликаних переміщенням вузлів;
- деформації елементів визначаються за обчисленими вузловими переміщеннями;
- напруження в елементах визначаються з використанням закону Гука;
- граничні умови призводять до умов відсутності переміщень у вузлах по будь-якому з напрямів;
- фізичні характеристики матеріалу передбачаються залежними від температури: $\lambda(T)$; $\nu(T)$; $E(T)$;
- температурні дії враховуються по заданих змінах температури в елементах у вигляді початкової деформації шляхом обчислення додаткових вузлових сил і внесення відповідних поправок в значення деформацій в елементах;
- сили тяжіння і інерційні сили не враховуються.

Нижче наводяться результати розрахунків температурного напруження і теплових деформацій пуансона для зворотного видавлювання деталі. Отримані значення радіальних σ_{rr} , осьових σ_{zz} , окружних $\sigma_{\theta\theta}$ і дотичних τ_{rz} напружень (див. рис. 4). Знак напружень дозволяє визначити області розтягування (+) або стискування (-) в об'ємі інструменту, що важливе для подальшої оцінки його довговічності.

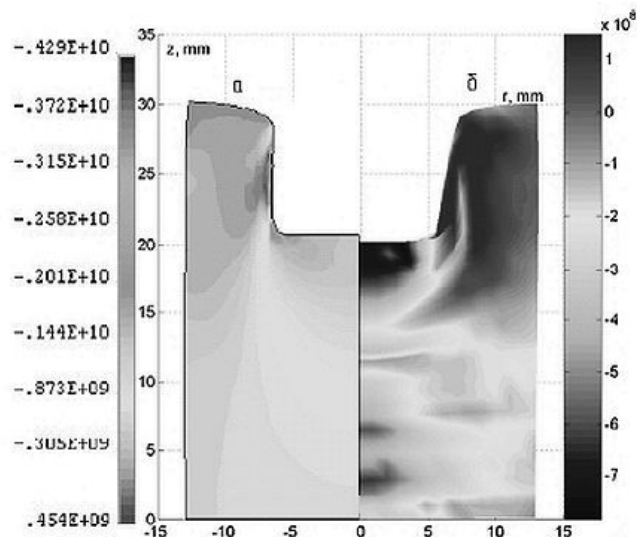


Рисунок 4 – Розподіл інтенсивності напружень у заготовці після видавлювання

На рис. 5 показані переміщення вузлів, викликані тепловим розширенням металу пуансона.

Контакт пуансона з металом заготовки відбувається при одночасній дії технологічного навантаження, тому необхідно було виконати аналіз НДС від спільної дії теплового і механічного навантажень. Рис. 6 ілюструє розподіл температур в об'ємі пуансона від вищезгаданих факторів.

Як видно, концентрація напруження має місце на ділянках переходу від бічної поверхні до опорної частини пуансона. При цьому максимальні значення напруження складають: осьових - 154,2 МПа (стискуючі напруження); радіальних - 135,1 МПа (стискуючі напруження); дотичних - 695,7 МПа (напруження розтягу).

Було встановлено, що максимальні значення деформацій в радіальному і осьовому напрямках складають відповідно $58,53 \cdot 10^{-4}$ і $60,85 \cdot 10^{-4}$ мм.

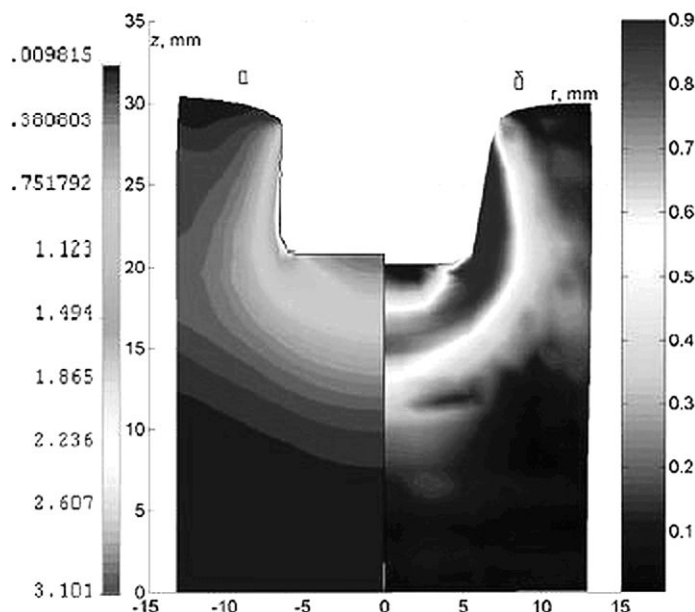


Рисунок 5 – Розподіл інтенсивності деформацій у заготовці після видавлювання

Аналіз показує, що деформації, викликані тепловим розширенням металу пуансона, складають 1,29 мкм, а від спільної дії теплового і механічного навантажень 60,85 мкм. Теплові поля у момент контакту пуансона з нагрітим металом (див. рис. 6), а також схеми НДС дозволяють виділити ділянки, що працюють в несприятливих термосилових умовах. Однією з таких ділянок є ділянка бічної поверхні поблизу переходу до частини радіусу пуансона, а також сама частина радіусу поблизу торця пуансона. Тут відбувається найбільше прогрівання приповерхневих шарів, пов'язане з інтенсивним плином металу, що деформується, а також ця зона відрізняється високими значеннями виникаючого напруження.

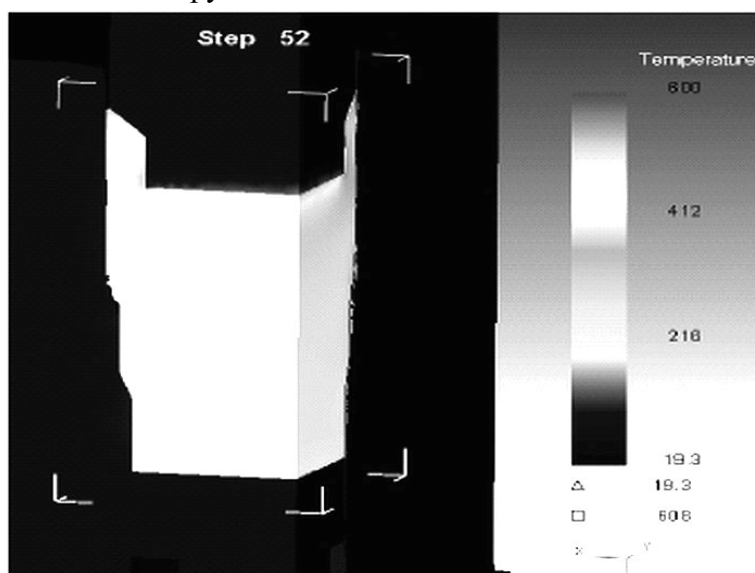


Рисунок 6 – Візуальна оцінка інтенсивності нагрівання пуансона під час видавлювання

На другому етапі досліджень за допомогою програмного комплексу DEFORM (v.10) виконали моделювання температурних полів в пуансоні при одночасній оцінці основного деформуючого зусилля. Експериментальні дані, що стосуються зусилля технологічного переходу зворотного видавлювання співставляли з отриманими даними технологічного навантаження на пуансон за допомогою цифрового вимірювача деформації ИДЦ - 1м. Підсумковий графік представлений на рис. 7.

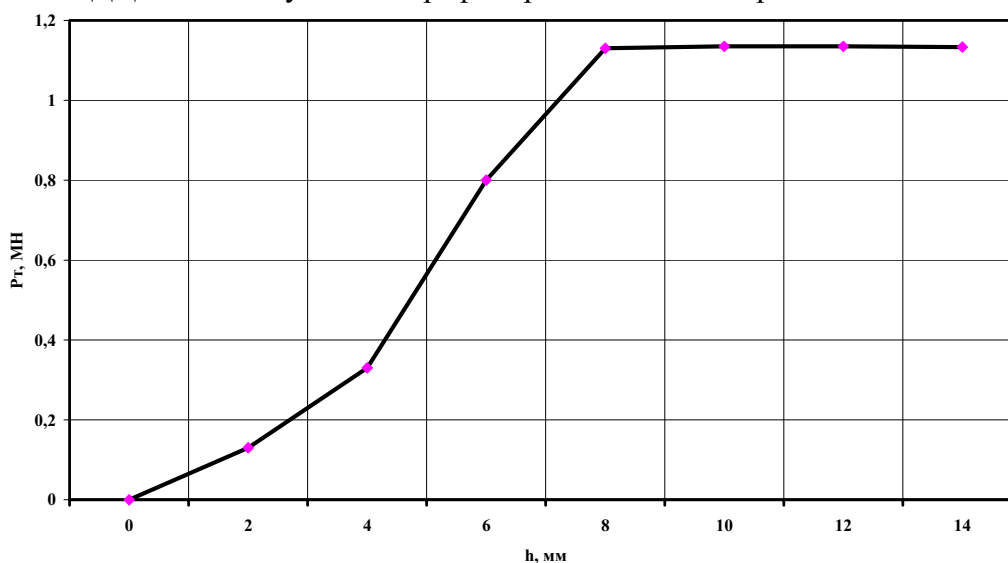


Рисунок 7 – Експериментальний графік технологічного зусилля видавлювання

Таким чином, використання програмного комплексу DEFORM (v.10) дозволяє візуалізувати процеси, що відбуваються в контактних шарах робочого інструменту при холодному видавлюванні, а також швидко і точно оцінювати навантаження на нього від усіх чинників, що впливають на довговічність. Представлена методика може використовуватися при поточному моніторингу стійкості високонавантажених деталей штампів холодного видавлювання на заводах сільгоспмашинобудування.

Список літератури

1. Рагулин А.В. и др. Разработка технологических процессов холодной объёмной штамповки с использованием конечно-элементной системы DEFORM-2D // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Автомобиле- и тракторостроение в России». М.: МГТУ «МАМИ», 2006.- С. 132-135.
2. Харламов А.А. Моделирование обработки металлов давлением с помощью комплекса DEFORM //САПР и графика. – 2005, №5. – С. 2-4.
3. Автоматизированная система DEFORM-2D для расчёта формоизменения в процессе штамповки на основе метода конечных элементов/ Г.Я. Гун и др. // Кузнечно-штамповочное производство, 1992.- №9-10, С. 4-7.
4. Пучкова И. В. Совершенствование технологии холодной объёмной штамповки // Мавлютовські читання: Всеросійська молодіжна наукова конференція: Зб. праць у 5 т. - Уфа: УГАТУ, 2009. Том 2.- С. 213-215.

В. Крышкин, В. Мирзак, О. Ставерская, А. Черпак

Моделирование интенсивности эксплуатации пуансонов холодного выдавливания с помощью программного комплекса DEFORM v.10

В статье приведены результаты моделирования температурного состояния и напряжений в пуансоне для обратного выдавливания корпусов специальных накидных гаек. На основании результатов моделирования с применением пакета программ DEFORM v.10 и данных экспериментального определения нагрузок на пуансоны предложена система текущего мониторинга долговечности инструмента

В. Kryshkin, W. Mirzak, O. Staverskaya, A. Cherpak

Design of the intensity of exploitation of puncheons of the cold squeezing out by means of programmatic complex DEFORM v.10

In the article results over of design of the temperature state and stresses of puncheon are brought for the reverse squeezing out of corps of heads of special nuts. On the basis of results of design with the use of package of softwares of DEFORM v.10 and data of experimental determination of loading on puncheons the system of the current monitoring of longevity of instrument is offered

Одержано 18.10.11

УДК 621.798.38

О.В. Оришака, В.О. Оришака, А.М. Артюхов, доценти, кандидати технічних наук,
А.О. Кравцов, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування параметрів установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів

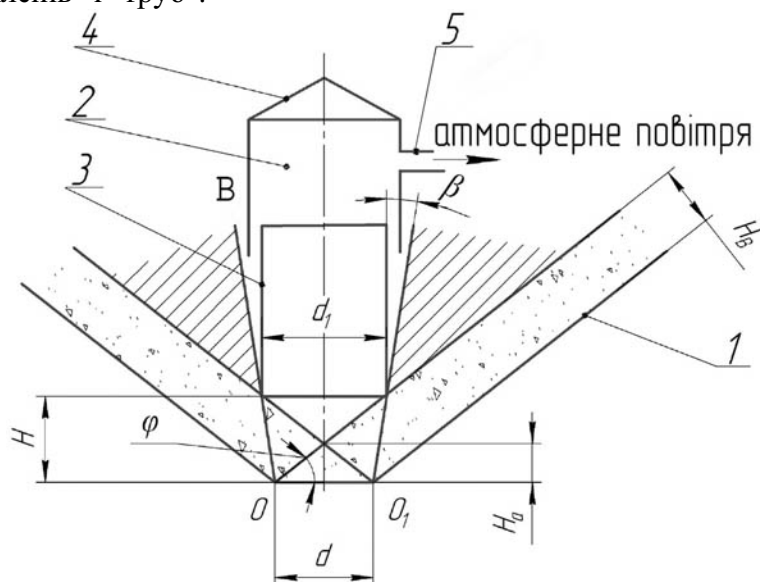
Обґрунтовані параметри нових принципових рішень, які передбаченні в конструкції установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів нового покоління з метою підвищення технологічної надійності процесу завантаження, а саме телескопічного клапана, який дає можливість стабілізувати напруження в сипкому середовищі в зоні вивантажувального отвору бункера, завантажувальних пристроїв, що мають канали з випуклими криволінійними поверхнями і вертикальними вихідними патрубками, які забезпечують повне заповнення об'єму клапанного мішка сипучим матеріалом і зменшують втрати енергії при переміщенні матеріалу.

бункер, клапан, завантажувальний пристрій, сипкий матеріал, клапанний мішок, постачальний пристрій

В установі безперервної дії для завантаження сипких матеріалів в клапанні мішки нового покоління (1) передбачено ряд нових рішень підвищення технологічної надійності процесу завантаження сипких матеріалів.

Телескопічний клапан, який розміщений в об'ємі бункера забезпечує:

- зниження початкового опору зсуву матеріалу над випускним отвором бункера;
- ліквідацію зустрічної циркуляції повітря в зоні витoku сипкого матеріалу з бункера, а також деаерацію сипкого середовища, це дає можливість усунути умови по створенню стійких "склепів" і "труб".



1 – бункер, 2 – верхній циліндр, 3- нижній циліндр, 4 – конус,
5 – трубка для з'єднання клапана з атмосферою

Рисунок 1 – Схема для визначення діаметра і установки клапана в об'ємі бункера

Стабілізатор, який монтується в каналі матеріалопровода, формує потік сипкого матеріалу зі стабільною питомою масою.

Постачальний пристрій забезпечує чіткий розподіл потоку сипкого матеріалу по завантажувальним пристроям.

Застосування в завантажувальних пристроях каналів з криволінійно-випуклими поверхнями і вихідними кінцями, що розташовані вертикально, дало можливість:

- знизити втрати енергії при переміщенні сипкого матеріалу по каналам;
- забезпечити більш повне заповнення об'єму клапанного мішка.

МЕТА даної роботи – обґрунтувати параметри нових конструктивних рішень, які передбаченні в установці безперервної дії для завантаження сипких матеріалів нового покоління.

1. Визначення діаметра клапана і місця розташування в об'ємі бункера.

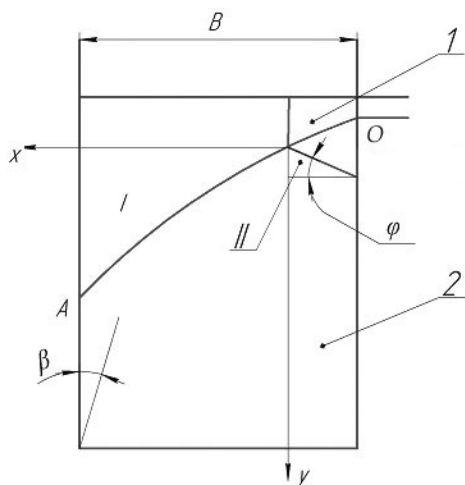
Клапан (рис.1) включає два телескопічно встановлених циліндра – верхній нерухомий і нижній – рухомий. Верхній циліндр перекритий конусом, а його об'єм з'єднаний з атмосферою.

Висота матеріалу H_a над випускним отвором бункера:

$$H_a = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

де d - діаметр випускного отвору;

φ - кут природного відкосу матеріалу.



1 – завантажувальний патрубок, 2 – клапанний мішок

Рисунок 2 – Схема заповнення клапанного мішка при розташуванні завантажувального патрубку горизонтально або під кутом 20-30° до горизонталі

Товщина шару матеріалу, що рухається до випускного отвору бункера:

$$H_b = \frac{d}{2} \cos \varphi. \quad (2)$$

Лінії ковзання сипкого матеріалу ОВ (рис.2) проходять під кутом $\left(\frac{90 - \varphi}{2}\right)$ до вертикалі [2].

Діаметр нижнього циліндра d_1 визначається точкою перетину ліній ОВ з лінією природного відкосу.

Таким чином:

$$d_1 = d + 2H_B = d(1 + 0.5 \cos \varphi) . \quad (3)$$

Висота розташування нижнього циліндра (оптимальна):

$$H = H_B \operatorname{ctg} \left(\frac{90 - \varphi}{2} \right) = \frac{d}{2} \left(\frac{90 - \varphi}{2} \right) . \quad (4)$$

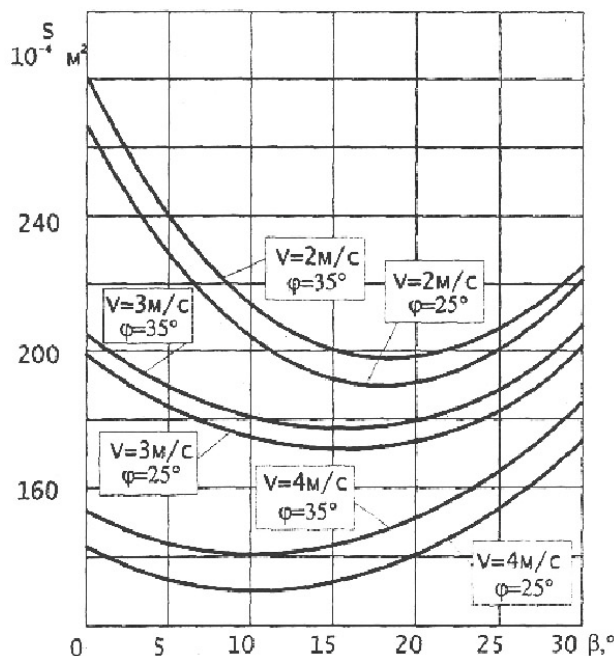


Рисунок 3 – Залежність незаповненої площі клапанного мішка від кута установки клапанного мішка

При визначених параметрах над випускним отвором утворюється вільна конічна поверхня і тиск в зоні випускного отвору буде визначатися тільки вагою сипучого матеріалу, який знаходиться нижче цієї поверхні.

2. Аналіз заповненості об'єма клапанного мішка сипким матеріалом.

Проаналізуємо заповненість об'єма клапанного мішка при розташуванні завантажувального патрубку горизонтально (або при його нахилі від горизонталі на кут 20-30°), а також при розташуванні завантажувального патрубку вертикально (установка нового покоління).

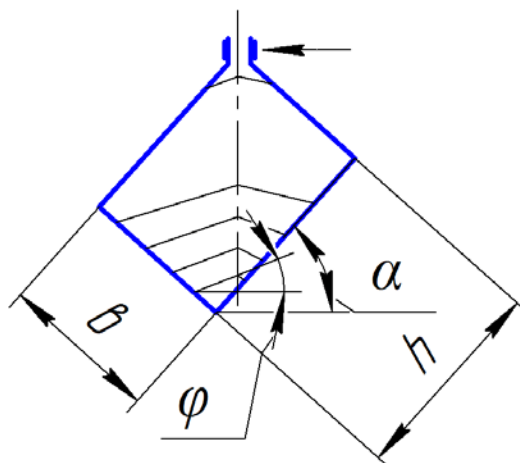


Рисунок 4 – Схема заповнення клапанного мішка сипким матеріалом при розташуванні завантажувального патрубку вертикально

При установці завантажувального патрубку горизонтально або з нахилом вниз (рис.2) сипкий матеріал здійснює вільний політ в об'ємі мішка (лінія ОА).

Диференціальне рівняння руху частинок сипкого матеріалу в проекціях на осі координат.

$$m \frac{dV_x}{dt} = -mK_n V^2 \cos\beta ; \quad (5)$$

$$m \frac{dV_y}{dt} = mg - mK_n V^2 \sin\beta , \quad (6)$$

де m - маса частинки;

K_n - коефіцієнт парусності частинки;

V - швидкість руху частинки;

β - кут між швидкістю частинки при русі по траєкторії і горизонталю.

Об'єм клапанного мішка вище траєкторії руху сипкого матеріалу залишається незаповненим (зона I). Під клапаном мішка сипкий матеріал розташовується під кутом природного відкосу (зона II). Величина незаповнених зон залежить як від кута установки клапанного мішка, так і від вихідної швидкості сипкого матеріалу (рис.3).

При розташуванні завантажувального патрубку вертикально умови заповнення мішка значно змінюються. Сипкий матеріал при виході із завантажувального патрубку здійснює рух по вертикалі в об'ємі мішка до взаємодії зі стінкою клапанного мішка, а в подальшому розташовується під кутом природного відкосу (α) (рис.4).

Ступінь наповненості об'єму мішка залежить від кута природного відкосу (α) і від кута установки клапанного мішка (β) (рис.4).

Тут можливі два варіанти:

1) $\beta \geq \alpha$;

2) $\beta < \alpha$.

При $\beta \geq \alpha$ об'єм мішка практично повністю заповнюється сипким матеріалом.

При $\beta < \alpha$ у верхній зоні мішка може створюватись незаповнений простір (в конструкції передбачено регулювання кута установки клапанного мішка).

3. Аналіз руху сипкого матеріалу по криволінійним поверхням каналів завантажувальних пристроїв.

Диференціальні рівняння руху сипкого матеріалу:

а) по ввігнутій поверхні

$$m \frac{dV}{dt} = mg \cos(\gamma + \gamma_0) - mgf \sin(\gamma + \gamma_0) - mf \frac{V^2}{R} ; \quad (7)$$

б) по випуклій поверхні

$$m \frac{dV}{dt} = mg \sin(\gamma + \gamma_0) - mgf \cos(\gamma + \gamma_0) + mf \frac{V^2}{R} , \quad (8)$$

де m – маса частинки матеріалу;

g - прискорення сили тяжіння;

$\gamma + \gamma_0$ - кут нахилу кривої;

f - коефіцієнт тертя матеріалу по гравітаційній поверхні;

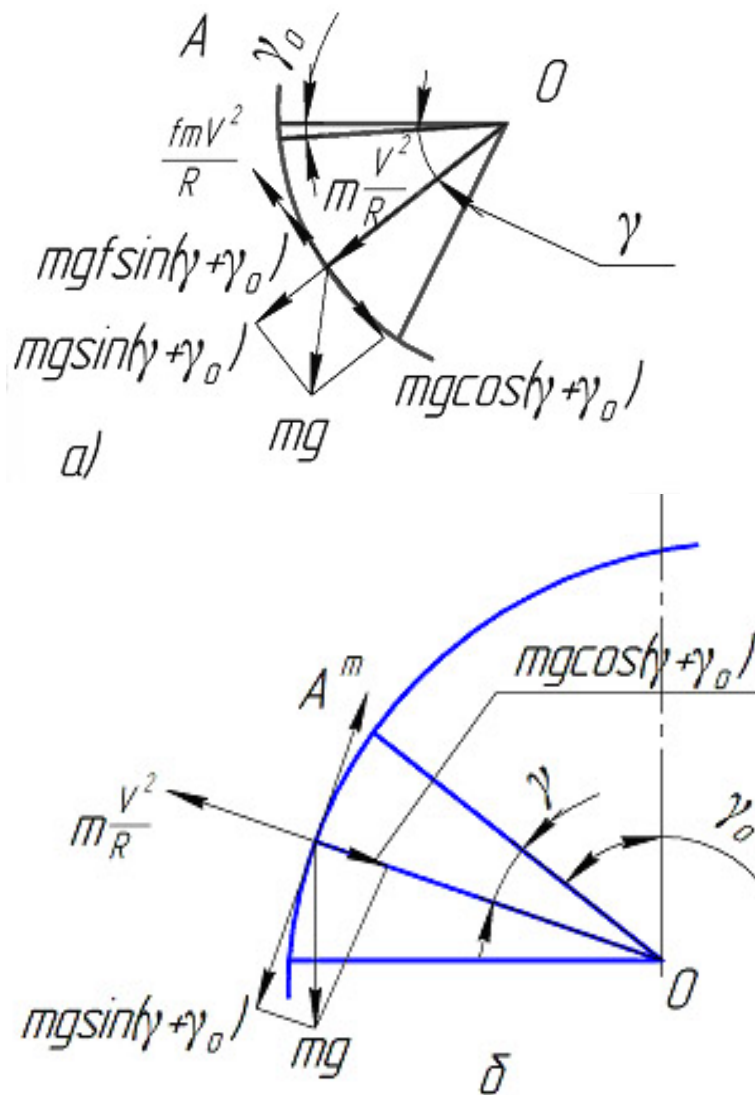
$m \frac{V^2}{R}$ - сила від нормального прискорення;

R - радіус криволінійної дільниці (рис.5).

Аналіз диференціальних рівнянь показує, що при русі матеріалу по випуклій поверхні нормальна складова сили тяжіння і сила від нормального прискорення мають

протилежні напрямки, що зменшує силу тертя (опору) при русі сипкого матеріалу, а дотична складова сили тяжіння увесь час збільшується, тобто збільшується швидкість руху матеріалу, а при русі по ввігнутих поверхнях швидкість руху матеріалу сповільнюється.

З аналізу можна зробити висновок, що при русі матеріалу по випуклим поверхням зменшуються втрати енергії, виключаються умови забивання каналів (скупчення і гідравлічні стрибки).



а) – ввігнута поверхня, б) – випукла поверхня

Рисунок 5 – Розрахункова схема руху сипкого матеріалу по гравітаційним поверхням каналів завантажувальних пристроїв

Проведення обґрунтування нових рішень, які передбачені конструкцією установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів нового покоління показує, що вони позитивно впливають на підвищення технологічної надійності процесу завантаження, а саме забезпечують стабільний виток сипкого матеріалу з бункера, більш повне використання об'єму клапанного мішка, зменшують втрати енергії при русі по каналам установки, виключають забивання цих каналів.

Список літератури

1. Пат. 60535 Україна, МПК В65В 1/04 2011.01. Установка безперервної дії для завантаження сипких матеріалів у клапанні мішки. / Оришака О.В., Оришака В.О., Артюхов А.М.; заявник та патентовласник Кіровоградський національний технічний університет. - № 201013484 ; заявл. 15.11.10 ; надр. 25.06.11, Бюл. №12.
2. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Зенков Р.Л. - М.: Машиностроение, 1964 - 251с.
3. Теоретичне дослідження подільчо-формуєчих постачальних пристроїв машин для завантаження сипких матеріалів / [Оришака О.В., Гончаров В.В., Артюхов А.М., Оришака В.О.]. – Кіровоград: КНТУ, 2010. - С.86-92. – (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація с-г машин, Випуск 40, частина I).

О. Оришака, В. Оришака, А. Артюхов, А. Кравцов

Обоснование параметров установки непрерывного действия для загрузки сыпучих материалов

В статье обоснованы параметры новых принципиальных решений, которые предусмотрены в конструкции установки безостановочного действия для загрузки сыпучих материалов нового поколения с целью повышения технологической надежности процесса загрузки, а именно телескопического клапана, который дает возможность стабилизировать напряжение в сыпучей среде в зоне разгрузочного отверстия бункера загрузочных устройств с каналами, которые имеют выпуклые криволинейные поверхности и вертикальные выходные патрубки, которые обеспечивают полное заполнение объема клапанного мешка сыпучим материалом и уменьшает потери энергии при перемещении материалов.

O. Oryshaka, W. Oryshaka, A. Artiukhov, A. Kravtsov

Ground of the parameters of setting of continuous action for the load of friable materials

In article are grounded the parameters of new of principles decisions which are foreseen in the construction of setting of unceasing action for the load of friable materials of new generation with the purpose of increase of technological reliability of process of load are grounded, namely telescopic valve, which enables to stabilize tension in a friable environment in the area of the unloading opening of bunker of loads devices with ducting, which I have protuberant curvilinear surfaces and vertical outputs union couplings which provide the complete filling of volume of alveolar sack by friable material and diminishes the losses of energy at moving of materials.

Одержано 26.09.11

УДК 631.363.2

Р.В. Кісільов, здобувач, К.Д. Матвєєв, доц., канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, В.О. Матвєєва, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз конструктивно–технологічних і кінематичних параметрів змішувачів кормів для ВРХ

Розроблена математична модель СЗМ суміші для ВРХ, проведений аналіз дослідження процесу змішування кормів з застосуванням вдосконаленої конструкції комбінованої стрічково–лопатевої мішалки, яка обладнана радіальними пальцями.

змішувач кормів, нормована збалансована кормосуміш, плоскі і гвинтові лопаті, радіальні пальці, стрічково–лопатева мішалка

Постановка проблеми. Корми значною мірою є визначальними у виробництві тваринницької продукції, оскільки в структурі собівартості вони займають 50 – 70% витрат, а недостатня забезпеченість, низька їх якість та незбалансованість годівлі тварин, порушення вимог підготовки кормів до згодовування призводить до того, що генетичний потенціал тварин реалізується лише на 40 – 80%.

Тому поряд з розвитком галузі кормовиробництва в усьому світі з'явилися нові тенденції в технології переробки кормів і приготування нормованої збалансованої кормосуміші з застосуванням збагачувальних вітамінів, ферментів, біостимуляторів, транквілізаторів та інших лікувально – профілактичних препаратів і підвищення їх поживності для будь – якого виду тварин, що забезпечує підвищення прибутковості галузі більше 30%.

У скотарстві для виробництва молока і м'яса яловичини запроваджені нові деталізовані норми годівлі, які визначаються за 22 – 24 елементами живлення, у структурі балансу кормів високу питому вагу займають силос, сінаж, сіно, солома, зелені корми, коренеплоди і концентровані корми, що вимагає впровадження прогресивних технологій, комплексної механізації і автоматизації процесів приготування збалансованої суміші та використання нової техніки.

В Україні у зоотехнічній практиці найбільш поширені змішані типи годівлі ВРХ: силосний, силосно – сінажний, силосно – коренеплідний, сінажний, силосно – коренеплодно – концентратний та інші. Характерною особливістю їх є багатоконпонентність і різноманітність. Поряд з цим вдосконалюються існуючі системи годівлі ВРХ, які направлені на розробку економічно – ефективних технологій переробки кормів і приготування вологої і сухої кормової суміші, що відповідає сучасним зоотехнічним і технологічним вимогам та біолого – фізіологічним особливостям годівлі тварин із збільшеним використанням дешевих кормів і соломи у раціоні.

Приготування необхідної якісної кормосуміші для ВРХ відомими стандартними традиційними конструкціями змішувачів не забезпечується, наявні недоліки роботи кожного типу та їх сукупність значно обмежує їх застосування, а використання малоефективне.

Аналіз досліджень та публікацій. Значний вклад у розвиток вирішення поставленої проблеми внесли відомі вчені: Г.М. Кукта, І.І. Фурса, Н.М. Григор'єв, М.В. Кулик, Е.С. Раскатова, Г.А. Лобановський, А.А. Лапшин, Ю.І. Макаров,

С.В. Мельніков, І.В. Кулаковський, А.Є. М'янд, В.І. Сироватка, Є.І. Резнік, Є.А. Вагін, А.І. Завражнов, І.А. Уланов, А.Н. Новіков, В.А. Богомягих, А.М. Панченко та інші, які у своїх працях сформулювали фундаментальні теоретичні основи процесу приготування кормів, дозування і змішування компонентів суміші, забезпечивши прогресивний розвиток у науковому і прикладному напрямках. Останні дослідження показують, що приготування збалансованої кормосуміші для годівлі ВРХ – це складний технологічний процес зі своїми істотними відмінностями. Тому в теоретичних дослідженнях особливо великого значення набуває фізико – механічна сторона процесу змішування кормів і математичне моделювання властивостей складних сипучих зв'язаних матеріалів, яке в достатній мірі розвинуто в роботах Р.Р. Зенкова, А.М. Новікова, В.А. Богомягих, Г.Л. Гячева та інших [1, 2, 3]. Існуючі запропоновані математичні моделі сипучих матеріалів відображають майже всі властивості ідеальних властивостей тіл, але вони не відповідають умовам реальних властивостей сипучих зв'язаних і вологих матеріалів. Панченко А.М. довів, що реальні суміші більш складні і мають особливі відмінності властивостей за рахунок наявності питомого зчеплення часток матеріалів і їх треба враховувати для більш точного забезпечення розрахунків і керування конструктивними і технологічними параметрами робочих органів [4]. Це обумовлено перш за все тим, що складові компоненти суміші мають різні фізико – механічні властивості і достатньо високу вологість, потребують необхідного рівнозалежного впливу робочих органів, а рух часток в потоці відбувається по пересічним траєкторіям, які представляють собою лінії ковзання.

Метою даної статті є підвищення якості кормосуміші та ефективності процесу приготування її на фермах ВРХ шляхом математичного моделювання СЗМ і визначення раціональних конструктивно – технологічних параметрів комбінованої стрічково – лопатевої мішалки змішувача кормів.

Результати досліджень. Враховуючи алгоритм функціонування вдосконаленого одновального комбінованого стрічково-лопатевого змішувача кормів порційної дії захищеного патентом [5] в дослідженнях прийнята математична модель вологої в'язкої суміші, яка характеризується деякими припущеннями: частки моноліту суміші в бункері змішувача при пошаровому дозуванні компонентів мають усереднені розміри і представляють собою абсолютно тверді шари, які розміщені в об'ємі бункера з постійним кутом укладання α ; розміри шарів малі у порівнянні з розміром поперечного перерізу бункера; при контакті шарів діють постійні сили зчеплення; шари мають елементарну масу; в процесі переміщення вони не обертаються, а в потоці рух відбувається по пересічним траєкторіям, які представляють собою лінії ковзання.

Таким чином, в процесі взаємодії з навколишнім середовищем кожна окрема частка кормосуміші знаходиться в складному динамічному стані і займає положення миттєвої рівноваги при найбільш вірогідному стані корму (рис.1). Один шар механізму дії сил складається з трьох рядів часток суміші: верхнього 1, проміжного 2 і нижнього 3. Частки при контакті мають силу зчеплення між собою dC , яка направлена по нормалі до дотичної з масою dG . На верхній ряд часток діє зусилля P , а зі сторони нижніх шарів виникає сила Q . При переміщенні частки долають сили здвигу від зчеплення dT_1, dT_2, dT_3 .

При вклинюванні частки 2 між частками 1 і 3 реакції $R_{1,2}$ і $R_{3,2}$ відхиляються від нормалі на кут внутрішнього тертя φ_2 в сторону збільшення кута укладання часток α .

Під час контакту частки 2 зі стінкою бункера реакція $R_{4,2}$ відхиляється від нормалі до внутрішньої стінки бункера на кут зовнішнього тертя φ_1 в сторону збільшення кута нахилу стінки до вертикалі δ .

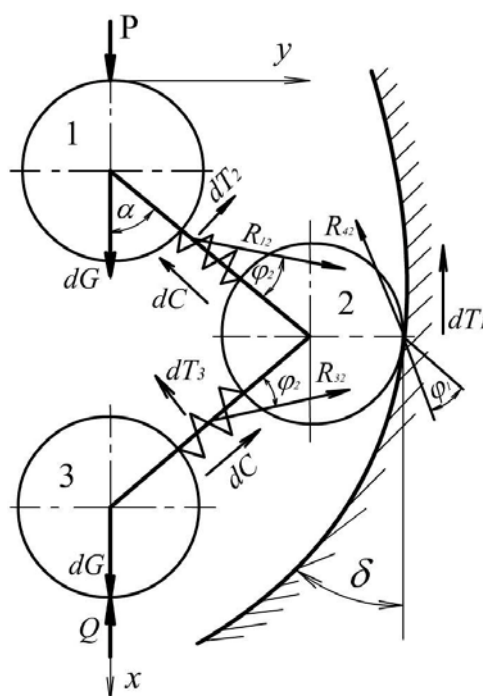


Рисунок 1 – Механізм взаємодії часток суміші в активній зоні дії мішалки в бункері змішувача

Таким чином, при змішуванні кормів периферійними гвинтовими стрічками і плоскими лопатями та пошаровому розподіленні часток необхідно постійне забезпечення стабільного стану розрихлення маси і однорідної щільності суміші. Для цього експериментальна мішалка обладнується радіальними пальцями, які приводять моноліт кормосуміші в розрихлений стан і забезпечують стабільне дифузійне змішування компонентів в мікрооб'ємах суміші.

Кутова швидкість обертання радіальних пальців визначається з умови якісного перемішування складових компонентів

$$\omega \leq \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 (1 + \operatorname{tg} \varphi_1)}{R_n}}, \quad (1)$$

де φ_1 – кут зовнішнього тертя матеріалу, град;

R_n – зовнішній радіус обертання пальців, м.

Крок розміщення пальців дорівнює

$$a = 0,66(l_n + d) \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2 \cdot \frac{\cos \xi}{\cos(\xi + \varphi_2)}, \quad (2)$$

де l_n – довжина радіальних пальців, м;

d – діаметр пальців, м;

φ_2 – кут внутрішнього тертя матеріалу, град;

ξ – кут відкоса суміші, град.

Проведений аналіз запропонованої кінетики процесу розрихлення маси, дифузійного змішування в мікрооб'ємах при взаємодії радіальних пальців з монолітом кормосуміші дозволяє виділити три періоди: пружне стискання і початок руйнування структури моноліту, що визначається кутом ωt_0 стикання пальця з монолітом і кутом

ωt_{kp} обертання пальця до початку руйнування структури моноліту; руйнування структури і розпушення моноліту, відокремлення матеріалу від моноліту корма пальцями, формування на пальці тіла волочіння, що обмежуються кутом ωt_1 формування тіла волочіння корму; при русі тіла волочіння в контакт з пружним середовищем відокремлена маса корму залучається у відносний обертальний рух і змішування компонентів в мікроб'ємах, що відбувається до кінця розвантаження пальців мішалки, яке обмежується кутом $\omega t_2 = \pi$.

В залежності від кута обертання мішалки змінюється величина деформації, моноліт корму зпучується, розрихлюється і в процесі відокремлення маси корма відбувається дифузійний процес змішування кормів в мікроб'ємах моноліту при $\alpha \geq \frac{\pi}{2}$.

Сила, яка деформує корм, визначається в залежності від питомого зчеплення часток з рівняння:

$$P = C_{num} \cdot d \cdot l_n, \quad (3)$$

де C_{num} – коефіцієнт питомого зчеплення часток, кПа; d, l_n – діаметр і довжина пальця, м.

Питоме зчеплення часток залежить від розміру часток, кута укладання їх в бункері, однорідності щільності суміші, коефіцієнта розрихлення маси та кутів внутрішнього і зовнішнього тертя і розраховується з рівняння [4]:

$$C_{num} = \frac{0,0025 \cdot K_\delta \cdot \gamma (\xi_{c_1} + 2 \cos^2 \alpha \cdot \xi_{c_2})}{\sin \alpha \cdot \xi_{c_2}}, \quad (4)$$

де K_δ – коефіцієнт, який враховує розмір часток (при $d < 10$ мм - $K_\delta = 1,0$, при $d > 10$ мм - $K_\delta = 0,1 \cdot d$);

α – кут укладання часток в бункері ($\alpha = 42^\circ \dots 54^\circ$);

γ – об'ємна маса суміші, m/m^3 ;

$\xi_{c_1} = [(\cos \varphi_1 + \delta) \cdot \sin \varphi_2 - \sin(\varphi_2 + \alpha) \cdot \sin \varphi_1]$;

$\xi_{c_2} = \sin(\varphi_2 + \alpha) [\sin(\varphi_1 + \delta) \sin \varphi_2 - \cos(\varphi_2 + \alpha) \sin \varphi_2]$.

В залежності від фізико – механічних властивостей реальної кормової суміші для ВРХ питоме зчеплення складає $100 - 300$ Па/м².

Під час роботи змішувача з запропонованою мішалкою віддозовані корми суміші пошарово завантажуються збірним транспортером кормоцеху в бункер, де поступово вирівнюється їх потік, забезпечується перерозподіл груп компонентів вздовж бункера, корми змішуються гвинтовими стрічковими лопатями з радіальними пальцями і далі подаються у багатосекційну мішалку з плоскими лопатями і радіальними пальцями, що прискорює конвективне і дифузійне змішування (рис. 2).

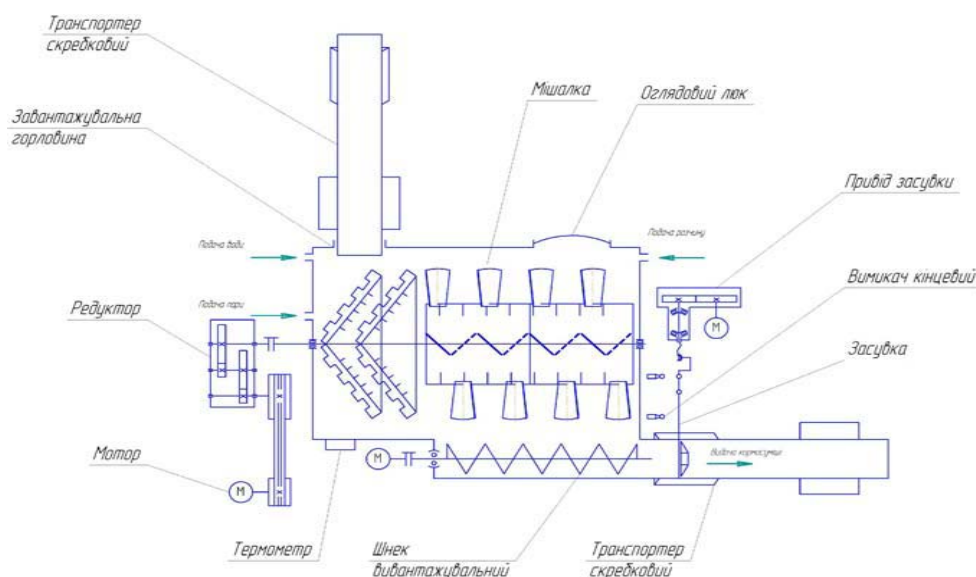


Рисунок 2 – Технологічна схема комбінованого стрічково-лопатевого змішувача

Лопаті верхнього периферійного ряду з правим кутом нахилу відокремлюють порцію кормової суміші по ширині лопаті і переміщують її в радіальному, круговому і осьовому напрямках в праву сторону, а другий ряд з лівим кутом нахилу – в ліву сторону змішувача і далі цей процес повторюється. При цьому частки кожного компонента потрапляють в зону взаємодії складних рухів, перетинів і зіткнень і періодично переміщуються з одного потоку до іншого, що прискорює їх перерозподіл у мікрооб'ємах.

Для визначення працездатності, кінематичних і конструктивно-технологічних параметрів отримано диференційне рівняння [5]:

$$\frac{d\vartheta}{dt} = B(g \cdot \cos \beta + \omega^2 R_n) + B[g \cdot \sin \beta + 2\omega(A_1 u_1 e^{x_1 t} + A_2 u_1 e^{x_2 t})], \quad (5)$$

де $B = tg \varphi_1 \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1}$, $B = \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1}$ - постійні величини;

β – кут підйому частки по циліндричній поверхні бункера;

α – кут встановлення плоских лопатей до вісі мішалки;

t – час проходження часткою лопаті;

u_1 – координата точки початку руху частки.

Після інтегрування рівняння (5) для обґрунтування конструктивно – технологічних і кінематичних параметрів лопатей комбінованого стрічково-лопатевого змішувача кормів складені рівняння для визначення:

- нормального тиску внутрішньої поверхні корпусу змішувача на кормову суміш від кутової швидкості руху лопатей ω і кута обертання лопатей β :

$$\frac{N}{m} = g \cdot \cos \beta + \omega^2 \cdot R_n. \quad (6)$$

- нормального тиску поверхні лопаті на кормову суміш від кутової швидкості руху лопатей ω і кута обертання лопатей β

$$\frac{N_1}{m} = \sin \alpha [(g \cdot \cos \beta + \omega^2 R_n) tg \varphi_1 + g \cdot \sin \beta + 2\omega(A_1 u_1 e^{x_1 t} + A_2 u_1 e^{x_2 t})]. \quad (7)$$

- осьової швидкості руху кормової суміші від кутової швидкості руху лопаті ω і кута обертання β

$$\vartheta_z = B(g \cdot \cos \beta + \omega R_n) \cos \alpha \cdot t_1 + B[g \cdot \sin \beta + 2\omega(A_1 u_1 e^{x_1 t} + A_2 u_1 e^{x_2 t})] \cdot \cos \alpha \cdot t_1. \quad (8)$$

де $B = tg\varphi_1 \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos\varphi_1}$, $B = \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos\varphi_1}$ - постійні величини рівняння.

При чисельному розрахунку кінематичних параметрів руху кормової суміші в змішувачі для забезпечення стабільного технологічного процесу побудовані графіки залежності нормального тиску поверхні корпусу змішувача на кормову суміш $\frac{N}{m}$ (рис. 3), нормального тиску поверхні лопаті на кормову суміш $\frac{N_1}{m}$ (рис. 4) та осьової швидкості переміщення кормової суміші V_z (рис. 5). Для початкового стану кормової суміші приймали найбільш низьке її положення $\beta = 180^\circ$.

Як видно з рисунків 3, 4, 5 нормальний тиск і рух кормової суміші має періодичний (пульсуючий) режим роботи, період якого співпадає з періодом взаємодії активних сил. При цьому, як сила реакції зі сторони лопаті, так і швидкість осьового руху переміщення часток мають відповідне фазове зміщення, а сила реакції зі сторони поверхні корпусу змішувача має фазу близьку до фази активних сил: в нижньому положенні лопаті сила реакції мінімальна, а в верхньому – максимальна, що позитивно впливає на змішування кормів.

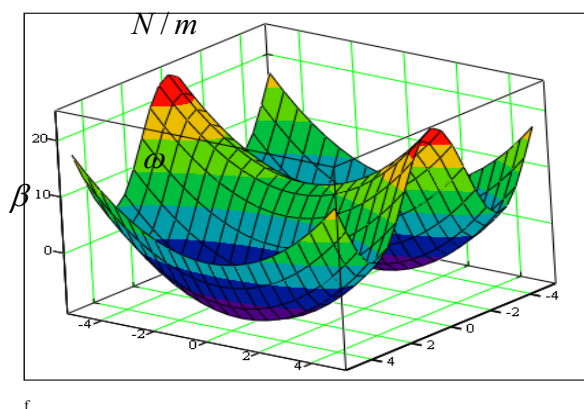
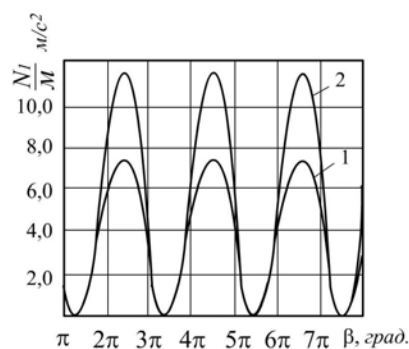


Рис. 3

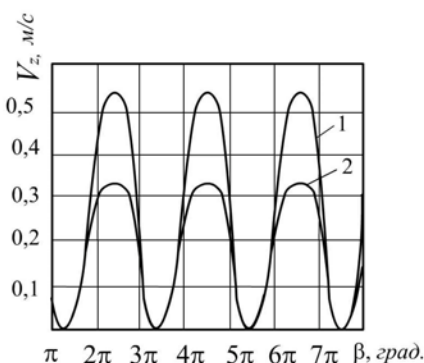
Рисунок 3 – Залежність нормального тиску внутрішньої поверхні корпусу на кормову суміш N/m від кутової швидкості ω і кута обертання лопаті β : $f = 0,51$, $R_d = 0,58$ м, $\alpha = 45^\circ$



1 - $\omega = 1,9$ с; $f = 0,51$; $R_d = 0,58$ м; $\alpha = 45^\circ$

2 - $\omega = 5,0$ с; $f = 0,51$; $R_d = 0,58$ м; $\alpha = 45^\circ$

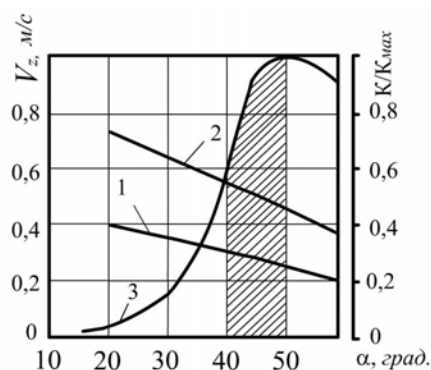
Рисунок 4 – Залежність нормального тиску поверхні лопаті на кормову суміш від кута обертання



1 - $\omega = 1,9$ с; $f = 0,51$; $R_d = 0,58$ м; $\alpha = 45^\circ$

2 - $\omega = 5,0$ с; $f = 0,51$; $R_d = 0,58$ м; $\alpha = 45^\circ$

Рисунок 5 - Залежність осьової швидкості руху кормової суміші від кут обертання β лопаті



1 - $\beta = 2\pi$; 2 - $\beta = 2,5\pi$; 3 - K/K_{max} ; $f = 0,51$;

$\omega = 1,9$ с; $R_d = 0,58$ м; $K_{max} = 13,1$ нс

Рисунок 6 – Залежність осьової швидкості руху кормової суміші від кута нахилу лопаті

Амплітуда коливання осьової швидкості тихохідних змішувачів має значно більшу величину ніж швидкохідні і забезпечує пульсуючий потік (рис.5). Це свідчить про те, що із збільшенням частоти обертання мішалки збільшується маса в'язкої суміші, яка залучається до обертального руху, особливо це стосується сумішей зі збільшеним кутом тертя φ і зменшеним кутом нахилу лопатей.

Аналіз залежності величини осьової швидкості руху кормової суміші від кута нахилу лопатей до осі вала мішалки показує, що вона змінюється в залежності від кута обертання лопаті β і кута нахилу лопатей α (рис. 5, 6).

При зміні кута нахилу плоских лопатей співвідношення визначених імпульсів K/K_{\max} зовнішніх сил на кормову суміш досягає максимального значення при $\alpha = 40...50^\circ$ ($K/K_{\max} = 0,7...1,0$).

Висновки. Розроблена математична модель СЗМ кормової суміші для ВРХ при врахуванні алгоритму функціонування вдосконаленого одновального комбінованого стрічково – лопатевого змішувача кормів порційної дії з застосування радіальних пальців забезпечує стабільність технологічного процесу змішування в'язких кормових сумішей.

Приведена кінетика процесу розрихлення моноліту суміші і дифузійного змішування в мікрооб'ємах при взаємодії радіальних пальців з компонентами суміші.

Проведений аналіз конструктивно – технологічних і кінематичних параметрів показав, що при раціональних її параметрах забезпечується необхідна працездатність запропонованого змішувача.

Список літератури

1. Богомягих В.А. Теория и расчет бункеров для зернистых материалов / В.А.Богомягих.– Ростов: РГУ, 1973.- 150 с.
2. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков.– М.: Машиностроение, 1964.– 251 с.
3. Раскатова Е.С. Факторы, определяющие смешивание материалов / Е.С. Раскатова // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1977, №8.– С. 18–20.
4. Панченко А.Н. Повышение работоспособности бункеров послойного распределения сыпучих материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин / Панченко А.Н. // Учебное пособие.– Днепропетровск: РВЛ ДАУ, 1995.– 52 с.
5. Матвеев К.Д. Обґрунтування параметрів лопатей комбінованого стрічково – лопатевого змішувача кормів / К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан, Р.В. Кісільов, М.В. Личук, В.О. Матвеева // Зб. наук. ст. – Вип. 21.– том 1.– Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2011.– С. 279 – 288.

Р. Кісільов, К. Матвеев, П. Лузан, В. Матвеева

Анализ конструктивно-технологических и кинематических параметров смесителей кормов для КРС

Разработана математическая модель ССМ смесей для КРС, проведенный анализ исследований процесса смешивания кормов с применением усовершенствованной конструкции комбинированного ленточно – лопатного смесителя, который оборудованный радиальными пальцами.

R.Kisilyov, K.Matveev, P. Luzan, V.Matveeva

Analysis structurally-technological regime parameters of mixers of forage for a cattle

The mathematical model of mixtures is worked out for a cattle, conducted analysis of researches process of mixing forage with the use of the improved construction combined band – blade mixer that equipped by radial fingers.

Одержано 27.09.11

УДК 681.3

Д.В. Трушаков, доц., канд. техн. наук, Д. Ю. Мошна, магістр
Кіровоградський національний технічний університет

Створення конфігурацій обчислювальних комплексів з підвищеною надійністю

В статті описані дослідження надійності обчислювальної системи – як персонального комп'ютера, так і специфічної обчислювальної машини, на які покладають рішення задач різної складності і вимагають різного ступеню надійності, наприклад, для використання при конструюванні та виробництві у машинобудуванні. Доведено необхідність вибору структури обчислювального комплексу для відповідної задачі окремо, що дає можливість використовувати всі можливості системи замість постійного вдосконалення її заміною блоків на більш нові, що підвищує собівартість такої системи в той час, коли не використовуються всі наявні ресурси. Таке дослідження доводить відсутність необхідності побудови, наприклад, багатопроцесорної системи для ординарних цілей, що дозволяє скоротити об'єм витрат на її побудову.

обчислювальний комплекс, відмовостійкість, стійкість до відмов, апаратне резервування, дублювання, оцінка надійності, відмовостійка обчислювальна система, надійність обчислювальної системи

Постановка проблеми. Науково-технічний прогрес у сільському господарстві щільно пов'язаний з удосконаленням автоматизації виробництва. Якісне створення, виготовлення та ремонт сільськогосподарської техніки мають велике значення для розвитку агропромислового комплексу України. Таким чином, розвиток промисловості неразривно пов'язаний зі створенням засобів автоматизації управлінського та інженерного труда, в тому числі розвитку обчислювальної техніки. Персональні комп'ютери (ПК) та обчислювальні комплекси (ОК) широко використовуються в різних галузях народного господарства, на їх основі створюються системи розподіленої обробки даних, інтегровані автоматизовані системи управління (АСУ), мікромашинні обчислювальні комплекси. При цьому міні та мікроЕОМ одного типу, але різної конфігурації можна використовувати на різних ступенях управління виробництвом, що спрощує створення елементної бази, програмного забезпечення, носіїв інформації і інтерфейсу. При цьому особливо увага приділяється надійності багатомашинних обчислювальних комплексів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Побудова багатомашинних обчислювальних комплексів з підвищеною надійністю на основі базових обчислювальних комплексів може забезпечуватись декількома способами: організацією взаємозв'язку із застосуванням загальних зовнішніх запам'ятовуючих пристроїв (ЗЗП); організацією міжпроцесорного обміну; організацією взаємозв'язку з використанням багатовходової пам'яті. Для реалізації цих способів повинні бути зняті існуючі обмеження просторового розташування та навантажувальної можливості, забезпечена фізична комутація окремих частин ОК, а також значна увага повинна приділятися відмовостійкості обчислювальних комплексів. Відмовостійкість – властивість обчислювальної системи (ОС), яка забезпечує їй можливість продовження дій, заданих програмою, після появи несправностей.

Дана проблема частково висвітлена в джерелах [1, 3, 5]. Але на практиці побудувати відмовостійкий обчислювальний комплекс дуже складно, так як це потребує надмірного апаратного і програмного забезпечення.

Задача досліджень. Метою дослідження в даній статті є порівняльне оцінювання можливостей функціонування різних за конфігурацією обчислювальних комплексів з підвищеною надійністю.

Виклад основного матеріалу. Концепції паралельності і відмовостійкості обчислювальних систем однозначно пов'язані між собою, оскільки в обох випадках потребуються додаткові функціональні компоненти. Тому в паралельних обчислювальних системах досягається як найвища продуктивність, так і в багатьох випадках дуже висока надійність. Структура багатопроцесорних і багатомашинних систем таких як, наприклад, DEC1055 та DEC1077, пристосована для автоматичної реконфігурації і забезпечує можливість продовження дій, заданих програмою, після виникнення несправностей [2]. В паралельних обчислювальних системах іншого типу (наприклад в матричних) можливість продовження дій після виникнення несправностей у процесорних елементах забезпечується шляхом відключення цих елементів.

Методика реалізації стійкості до фізичних відмов передбачає визначення цілей надійності, вибір алгоритмів виявлення несправностей і відновлення роботи обчислювальних систем, оцінку відмовостійкості та інтерактивну довідку розробки системи. За умови реалізації автоматичної стійкості до відмов, алгоритм відновлення (як і алгоритм виявлення несправностей) повинен виконуватись без участі людини, тобто він повинен забезпечувати поновлення нормальної роботи обчислювальної системи тільки автоматично. При цьому ремонт після відновлення може як передбачатись, так і не передбачатись. Якщо ремонт не проводиться (наприклад, у випадку орбітального супутника), то із вичерпанням ресурсів надлишковості обчислювальна система завжди відмовляє. У ремонтпридатних обчислювальних системах можна передбачити ручний ремонт після автоматичного відновлення їх нормальної роботи, до того ж проводити такий ремонт можна як одразу ж після завершення робіт алгоритму відновлення, так і за заздалегідь складеним графіком періодичного технічного обслуговування з врахуванням ресурсів надлишковості. Типовим прикладом ремонтпридатних обчислювальних систем є відмовостійкі телефонні системи електронної комутації ESS (Electronic Switching System) [2].

Алгоритми відновлення можуть бути реалізовані апаратно з програмою підтримки або виключно програмними засобами. У першому випадку відновлення має назву апаратно-керованого. Воно реалізоване, наприклад, у системі IPL STAR, у створеному дослідному зразку відмовостійкої системи FISC. У другому випадку відновлення називається програмно-керованим. Воно реалізовано, наприклад, у системі PLURIBS, де достатньо ефективно використовуються засоби апаратного резервування на різних рівнях (від елемента до вузла або блока EOM) [2].

В залежності від характеру відмови алгоритму відновлення обчислювальної системи виконується або її повне відновлення з поверненням до вихідних умов роботи і з заміною несправного модуля на запасний, або повернення у справний стан при зниженні обчислювальних можливостей, або (як окремий випадок) безпечна зупинка, якщо продуктивність, що лишилася, є нижчою за допустимий поріг (інформація у пам'яті при цьому залишається без ушкоджень).

Одним з випадків апаратно-керованого відновлення є маскуванню несправностей, коли в статично надлишковій апаратурі шляхом, наприклад, потрійного модульного резервування ефект несправності залишається в рамках відповідного модуля і лишається невидимим для програмного забезпечення (ПЗ). При маскуванні можуть дублюватися модулі найрізноманітнішого рівня – від апаратних елементів до

функціональних пристроїв системи. В окремому випадку дублюємим модулем є сама обчислювальна машина (ОМ). Переваги маскування – простота і миттєвість дії, а головний недолік – необхідність в три-чотири і більше разів збільшувати об’єм устаткування для багатократного дублювання. Захист шляхом потрійного модульного резервування передбачений у центральному процесорі (ЦП) обчислювальної системи наведення ракети Saturn V [2]. При цьому основна ідея полягає у наступному. Припустимо, що розроблено ряд універсальних вузлів і блоків керуючого обчислювального комплексу. При цьому виникає задача на основі розроблених блоків створити різні конфігурації керуючих обчислювальних комплексів, які були б адекватні вирішувемим їми задачам (задача комплексування). При цьому керуючі обчислювальні комплекси з новими функціональними параметрами (надійністю, відмовостійкістю, відновлюваністю) можуть бути отримані шляхом самостійних розробок, що потребують незначних нових ресурсів та виробничих потужностей, або шляхом побудови нових конфігурацій із стандартного набору універсальних блоків. Отримані конфігурації можуть бути розташовані в ряд за зростанням їх складності із відповідним збільшенням їх характеристик (надійності, швидкодії, розмірів, системи живлення і т.п.). До того ж комплексування дозволяє провести порівняльну оцінку можливостей функціонування однопроцесорних електронних обчислювальних машин (ЕОМ), багатомашинних і багатопроцесорних систем, в тому числі оцінити їх надійність, оскільки оцінка надійності різноманітних за конфігурацією керуючих обчислювальних комплексів аналітичними методами неможлива.

Для порівняльної оцінки можливостей функціонування різних за конфігурацією обчислювальних комплексів розглянемо деяку стандартну однопроцесорну ЕОМ, що позначимо $[p+m]$, де p та m - її стандартні процесор та оперативна пам’ять відповідно, як показано на рисунку 1.

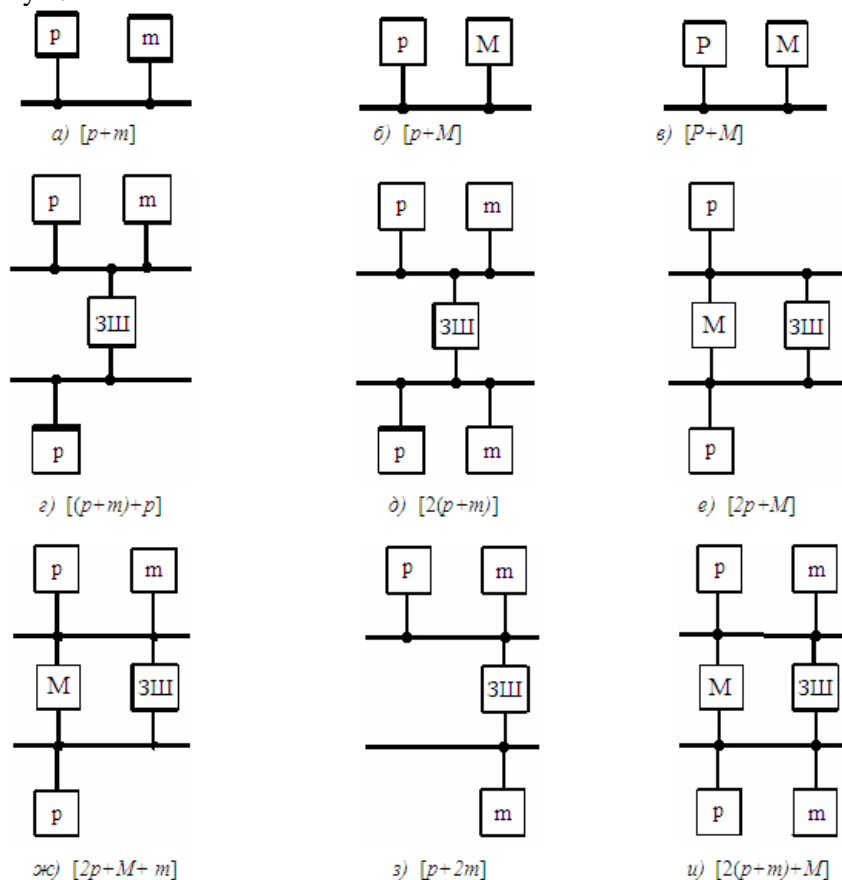


Рисунок 1 – Можливі варіанти побудови структури керуючих обчислювальних комплексів, отримані шляхом комплексування

Нехай тепер P - процесор з подвоєною продуктивністю в порівнянні з p , а M - оперативна пам'ять з подвоєною ємністю й пропускною здатністю каналів у порівнянні з m . Розглянемо також однопроцесорну ЕОМ зі стандартним процесором p і подвоєною оперативною пам'яттю M і таку ж ЕОМ, але із процесором подвоєної продуктивності P і подвоєною оперативною пам'яттю M , які позначимо $[p+M]$ й $[P+M]$ відповідно. Розглянемо ще сукупність двох стандартних ЕОМ, що позначимо $[2(p+m)+M]$, і двохпроцесорну систему, що складається із двох стандартних процесорів p і загальної для них оперативної пам'яті подвоєної ємності M , що позначимо $[2p+M]$. Процесор та оперативна пам'ять з'єднані магістраллю - загальною шиною (ЗШ). Перераховані структури, а також структури, отримані шляхом комбінації стандартних блоків, представлені на рисунку 1. При цьому структури, що представлені на рисунку 1 ($a, б, в, д, e, u$) можна розглядати як базові, а структури що представлені на рисунку 1 ($г, ж, з$) - як їхні окремі випадки, що отримані при відмові окремих блоків.

Результати порівняльної оцінки чотирьох системних структур наведені у таблиці 1. В ній використовуються наступні умовні позначення якості структур за вказаними у таблиці критеріями: + - звичайні можливості; ++ - покращені можливості; +++ - найкращі можливості.

Таблиця 1 - Порівняльна оцінка системних структур [2]

Показник	Структура обчислювальних систем				
	$[2p+M]$	$[p+M]$	$[2(p+m)]$	$[P+M]$	$[2(p+m)+M]$
Продуктивність	++	+	++	+++	++
Захист (надійність зберігання найбільш важливих даних)	+	+	+++	+	+++
Частота перезапусків при виконанні завдань	+	+++	++		+++
Критична готовність	+++	+	++	+	+++
Виконання особливо трудомістких завдань і робота при пікових навантаженнях	+++	++	+	+++	+++

З таблиці випливає, що двохпроцесорна структура $[2p+M]$ має деякі переваги у окремих областях, однак треба мати на увазі, що її продуктивність не досягає подвоєної продуктивності структури $[p+M]$, тобто продуктивності структури $[P+M]$. Слід відмітити, що двохпроцесорна структура із загальною пам'яттю $[2p+M]$ рівноцінна іншим структурам або перевершує їх за показниками критичної готовності, виконання особливо трудомістких завдань і роботи в умовах короткочасних перевантажень, тобто при пікових навантаженнях. Недолік цієї структури за показником частоти перезапусків є наслідком підвищеної складності її операційної системи і інших керуючих механізмів, що може призводити до необхідності більш частих перезапусків. Нарешті, менша надійність зберігання найбільш важливих даних у такій структурі в порівнянні з парою продубльованих ЕОМ визначається власне дублюванням. Відповідні оцінки для структури $[2(p+m)+M]$ отримані з оцінок більш простих структур.

Очевидно, що ряд структур, які представлені на рисунку 1, не вичерпують типи обчислювальних комплексів, які можуть бути отримані шляхом комплексування, так як задачу комплексування можна розглядати ширше. При цьому запропоновані нові структури, можливо, будуть вимагати нових програмних засобів для їх функціонування (тест-моніторної системи, програм реконфігурації і відновлення і т.п.), але при цьому акцент буде зроблений на побудову нової структури із стандартних модулів.

Результати розрахунків показників надійності ПК за допомогою лямбда-методу (на основі експоненціального розподілення) та ймовірно-фізичного методу при заданому напрацюванні до відмови $t_{зад}=1000$ годин приведені у таблиці 2.

Таблиця 2 - Результати розрахунків показників надійності ПК

Показник надійності	Лямбда-метод	Ймовірно-фізичний метод
Середнє напрацювання до відмови $T_{ср}$, годин	2711	8189
Гамма-відсоткове напрацювання T_{γ} , годин	286	1953
Ймовірність безвідмовної роботи $P(t_{зад})$	0,7	0,99

Графік ймовірності безвідмовної роботи ПК на основі експоненціального розподілення представлений на рисунку 2.

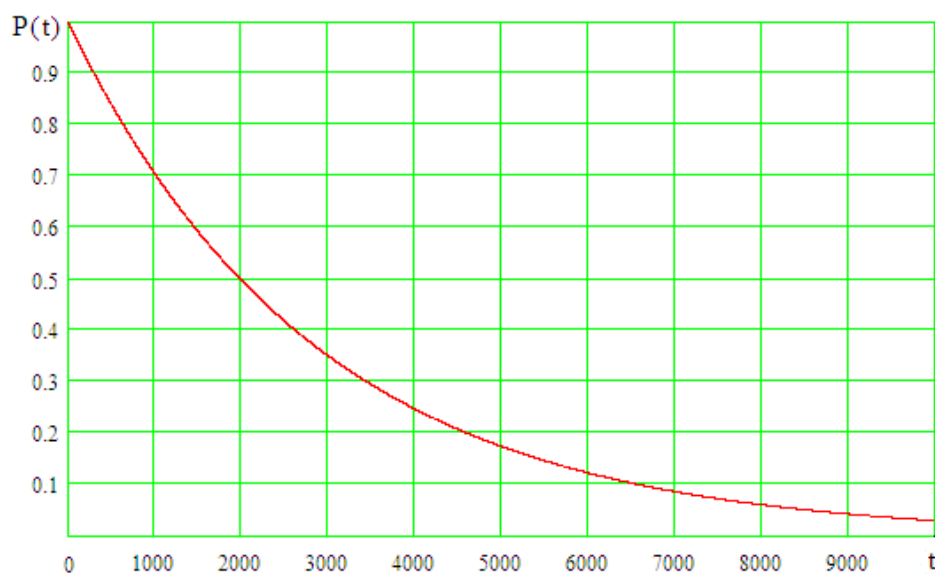
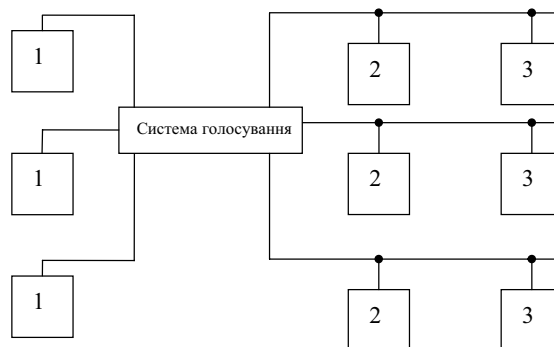


Рисунок 2 - Ймовірність безвідмовної роботи ПК на основі експоненціального розподілення

Якщо, наприклад, поставлена задача побудови обчислювальної системи із збереженням її працездатності при відмовах завдяки реалізації принципу незалежності програмного забезпечення (з точки зору користувача) від механізмів відмовостійкості, а також застосуванням серійних компонентів і здійсненням динамічної зміни співвідношення між продуктивністю і надійністю системи. Таке завдання розв'язується шляхом введення в обчислювальну систему надмірності на рівні процесорів і модулів пам'яті з мажоритарним голосуванням на рівні шин, як показано на рисунку 3. Система складається з трьох модулів пам'яті, з'єднаних між собою за допомогою шин через схему голосування. Голосування відбувається паралельно за різними розрядами і відбувається при кожному зверненні процесорів до шини для передачі або прийому інформації, тобто тільки в тому випадку, коли через схему голосування проходить

інформація. Будь-які розузгодження сигналів між процесорами не потрапляють у пам'ять і навпаки, тобто розузгодження виявляється і коректується до того, як воно встигне поширитися у обчислювальній системі.



1 – процесор; 2 – оперативна пам'ять; 3 – дискова пам'ять

Рисунок 3 – Структурна схема обчислювальної системи з голосуванням

Окрім стандартних модулів p і m (процесори і модулі пам'яті), в систему вводиться орган голосування, який може бути реалізований на мажоритарних елементах, що випускаються серійно. Побудову обчислювальних комплексів за даною схемою із використанням трьохкратної надлишковості доцільно використовувати при розв'язанні задач, які потребують дуже великої функціональної надійності за невеликий проміжок часу (наприклад, ймовірності безвідмовної роботи 0,9999 за 1 годину) [2].

В системі передбачається також режим незалежної роботи процесора, при переході до якого забезпечується підвищення продуктивності за рахунок зниження відмовостійкості (робота без голосування). В такому режимі продуктивність обчислювальної системи співпадає з продуктивністю процесора p , а при переході до режиму з голосуванням продуктивність знижується через процес голосування приблизно на 14%. Аналогом даної обчислювальної системи є розроблена в університеті Карнегі–Мелона (США) відмовостійка система C.Vmr [2]. В якості процесора в ній використаний мікропроцесор типу ISI-11. За оцінками, середнє напрацювання на відмову системи C.Vmr повинно складати не менше 1000 годин.

Наступною можливістю побудови відмовостійкої обчислювальної системи шляхом комплексування є створення надмірної конфігурації, у якій виявлення несправностей та відновлення системи проходить під контролем програмного забезпечення. Приклад такої конфігурації показаний на рисунку 4, де зображена структура зв'язків між функціональними блоками системи: p – процесорами, m – блоками пам'яті, BB – пристроями вводу-виводу.

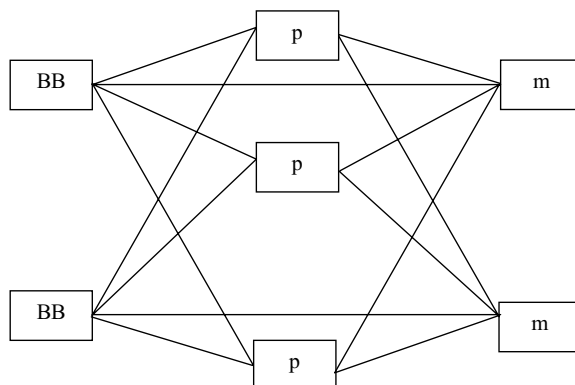


Рисунок 4 – Структура зв'язків між функціональними блоками обчислювальної системи

Окрім комплексування, система даного типу повинна мати спеціальну операційну систему для реалізації властивості відмовостійкості при наявності резервних блоків (періодично перевіряються тестами модулі обчислювальної системи, відключаються несправні модулі, перевіряється правильність роботи програмного забезпечення, проводяться повторні обчислення і т.п.).

Аналогічна конфігурація реалізована в системі PLURIBUS, яка являє собою модульну симетричну багатопроцесорну обчислювальну систему. Вона призначена для цілодобової роботи, в тому числі в необслуговуваних пунктах. В якості процесорних модулів використані міні-ЕОМ фірми Lockneed (США), архітектурно подібні міні-ЕОМ сімейства PDP-11 фірми DEC (США).

У сучасних однопроцесорних ЕОМ комплексування може передбачатися на чотирьох рівнях: на рівні процесорів для синхронізації та управління; на рівні каналів вводу-виводу за допомогою адаптерів; на рівні оперативної пам'яті (за рахунок можливостей багатовходової пам'яті); на рівні зовнішньої пам'яті. При цьому можуть допускатися будь-яка або декотрі комбінації рівнів комплексування. Така концепція реалізується в тих чи інших моделях ЕОМ сімейств ЕС ЕОМ, ІВМ-360 та ІВМ-370. При комплексуванні на рівні оперативної пам'яті основною є двохпроцесорна структура, хоча можливі структури і з більшим числом процесорів.

Взагалі комплексування багатомашинних обчислювальних комплексів на основі базових обчислювальних комплексів може забезпечуватись декількома способами: організацією взаємозв'язку із застосуванням загальних зовнішніх запам'ятовуючих пристроїв; організацією міжпроцесорного обміну; організацією взаємозв'язку з використанням багатовходової пам'яті. Для реалізації цих способів повинні бути зняті існуючі обмеження просторового розташування та навантажувальної можливості, а також забезпечена фізична комутація окремих частин обчислювальних комплексів.

В останні роки велика увага також приділена розробці та практичному використанню волоконно-оптичних мереж зв'язку. Це обумовлено рядом суттєвих переваг у порівнянні з традиційними мережами зв'язку, головними з яких є: широкополосність (1 ГГц і більше); скритність (відсутність опромінювання при непошкоджених світловодах, можливість швидкої і точної локалізації місця пошкодження); перешкодозахищеність (виключення електромагнітних перешкод і наводок з-за електричної ізоляції); гнучкість (мінімальний радіус вигину складає 3 см).

Висновки:

1. Шляхом комплексування можна створити достатньо багато різних варіантів побудови структури керуючих обчислювальних комплексів.

2. Запропоновані нові структури, можливо, будуть вимагати нових програмних засобів для їх функціонування (тест-моніторної системи, програм реконфігурації і відновлення і т.п.), але при цьому акцент буде зроблений на побудову нової структури із стандартних модулів.

3. Підвищення надійності персонального комп'ютера можливе лише за рахунок підвищення надійності елементів та зміні структурної схеми.

4. Практичні результати, що отримані в даній роботі, можуть бути використані при розробці, як персональних комп'ютерів, так і специфічних обчислювальних комплексів, на які покладають рішення задач різної складності і вимагають різного ступеню надійності.

Список літератури

1. Трушаков Д.В., Николаєва Л.А., Коренецька Н.Б., Мошна Д.Ю. Дослідження надійності інформаційної системи. // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2010. – Випуск 23. – С.274-280.
2. Кривоногов Ю.А., Морозов А.А. Мини- и микроЭВМ. Номенклатура и технико-эксплуатационные характеристики: Справ. / Под ред. В.В. Свиридова. – К.: Вища шк., 1990. – 287 с.
3. Кривоногов Ю.А., Скрипник П.М., Михайлецкий З.М. Микромашинные комплексы коллективного пользования. – К.: Техника, 1986. – 186 с.
4. Комплексы технических средств: Каталог (средства вычислительной техники). – М.: Информприбор, 1988. – 106 с.
5. Вейцман П.Н. Распределенные системы мини- и микро-ЭВМ. М.: Финансы и статистика, 1983. – 233 с.
6. Замерин А.П., Мячев А.А., Селиванов Ю.П. Справочник. Вычислительные машины, системы, комплексы. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 264 с.

Д. Трушаков, Д. Мошна

Создание конфигураций вычислительных комплексов с повышенной надежностью

В статье описаны исследования надежности вычислительной системы – как персонального компьютера, так и специфической вычислительной машины, на которые возлагается решение задач различной сложности и от которых требуется разная степень надёжности, например, для использования при конструировании и производстве в машиностроении. Доказана необходимость выбора структуры вычислительного комплекса для соответствующей задачи отдельно, что позволяет использовать все возможности системы вместо постоянного усовершенствования её заменой блоков на более новые, что увеличивает себестоимость такой системы, в то время как не используются все наявные ресурсы. Такое исследование доказывает отсутствие необходимости построения, например, многопроцессорной системы для ординарных целей, что позволяет сократить объём затрат на её построение.

D. Trushakov, D. Moshna

Creation of the configuration computing system with higher reliability

In the article researching the reliability of the computer system – personal computer or specific computer system for industry in the machine building – which is charged for different applications and from which needed different reliability. Proved the need of computer system structure choosing separately depend on it's applications, what allow use all possibilities of the system instead of constant modules upgrade, what mount of course, the prime cost of such system while not all existing resources are applied. Such research proves absence of need building, for example, a multi-processor system for ordinary use, what allows to reduce costs value for it's building.

Одержано 07.02.11

УДК 631.439.21

**І.О.Скриннік, канд. техн. наук, В.В.Яцун, канд. техн. наук,
В.В.Дарієнко, канд. техн. наук, Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук,
М.О.Федотова, ас.**

Кіровоградський національний технічний університет

Математична модель руху насіння по каскадам зерносушарки каскадного типу

В статті розглянуто рух насіння по каскадам зерносушарки. Наведені дослідження, які дозволяють теоретично визначити конструктивні параметри сушарки з урахуванням особливостей руху насіння.

каскад, зерносушарка каскадного типу, псевдозрідений шар насіння, повітряний потік

Сушіння зерна та насіння є основною технологічною операцією по приведенню його в стійкий стан. Необхідність і своєчасність штучного сушіння зернових культур викликана підвищеною післязбиральною їх вологістю. До 80% врожаю всіх зернових культур, що поступають на хлібозбиральні підприємства або на токи господарів, 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 і інтенсивним сушінням [1].

На сьогодні запропоновано багато технічних рішень для сушіння насіння за фізико – механічними властивостями. Але слід відмітити, що більшість з них не забезпечують агротехнічні вимоги або економічно не ефективні [2].

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію зерносушарку каскадного типу [4].

Мета дослідження полягає в визначенні положення частинки в залежності від параметрів установки, шару насіння та процесу сушки.

Для подальших теоретичних досліджень руху частинки під час сушіння обґрунтовуємо модель сипучого тіла (шару насіння, що піддається псевдозріденню на поверхні решета зерносушарки). В основу даної роботи покладена узагальнена і розвинена модель сипучого тіла Л.В. Гячева [3], що дозволяє розглядати процес руху сипучих матеріалів в повітряному каналі.

Модель характеризується наступними допущеннями:

1. Сили внутрішнього тертя між частинками і сили тертя частинок об стінку каналу пропорційні відповідним нормальним зусиллям (закон Кулона).
2. Частинки, з яких складається сипуче тіло, являють собою однакові абсолютно тверді кулі з деяким постійним кутом укладання в об'ємі каналу.
3. У процесі руху кулі не обертаються.
4. Рух частинок у потоці відбувається по пересічним траєкторіям, що являє собою лінії ковзання сипучого тіла.
5. Через малий розмір частинок сипуче тіло можна замінити еквівалентним в механічному змісті суцільним середовищем.

6. Кут природного скосу дорівнює приведеному куту внутрішнього тертя.

7. Величина кута нахилу решітки до горизонту α для кожного каскаду змінюється за наступною залежністю:

$$\alpha_i = \alpha_1 + \Delta\alpha, \quad (1)$$

де α_1 – кут нахилу попереднього (верхнього) решета;

$\Delta\alpha$ - величина зміни кута α .

Розглянемо рух частинки під час процесу сушіння. Спочатку частинки знаходяться у щільній укладці в об'ємі бункера, а потім надходять на каскад. Далі частинка рухається по каскаду в киплячому шарі насіння і надходить до клапана. Наступним етапом руху є сходження з каскаду (вільне падіння). Потім етапи руху повторюються, тобто частинка надходить на каскад, рухається по ньому, сходиться і поступає на нижній. Проаналізувавши етапи руху частинки можна дійти до висновку, що детерміновану математичну модель руху можна записати в наступному вигляді:

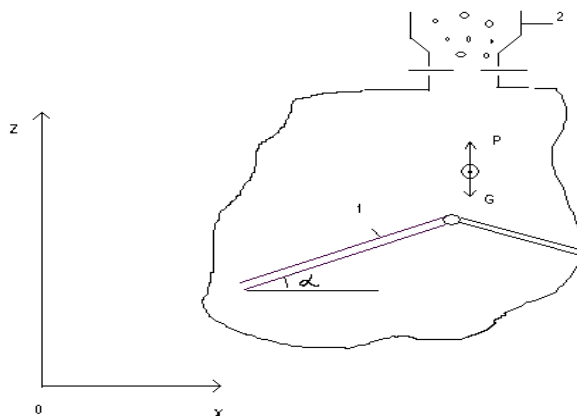
$$X(f) = \begin{cases} \text{по осі } 0X \\ x_0 = f(t) \\ x_1 = f(t) \\ \dots \\ x_m = f(t) \end{cases}; \quad Z(t) = \begin{cases} \text{по осі } 0Z \\ z_0 = f(t) \\ z_1 = f(t) \\ \dots \\ z_m = f(t) \end{cases}, \quad (2)$$

де m – число етапів: $m = n + 1$;

n – кількість каскадів;

z_0, x_0 – початковий етап, коли частинка рухається від бункера до першого каскаду.

Розглянемо рух на початковому етапі надходження частинки з бункера до каскаду.



1 – каскад; 2 – бункер

P – сила лобового тиску повітряного потоку; G – гравітаційна сила

Рисунок 1 – Схема руху частинки на початковому етапі

Гравітаційна сила

$$G = m_3 \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right) \cdot g_3,$$

де m_3 - маса частинки 3, кг; ρ_3 - густина частинки, кг/м³.

$$P = k \cdot f \cdot \rho_c \cdot c^2,$$

де k – коефіцієнт лобового опору середовища; f – міделевий перетин частинок, m^2 ;

ρ_c – густина середовища, kg/m^3 ; c – швидкість повітряного потоку, $c = V_\phi$, m/s ;

m_3 – маса частинок, kg ; g – прискорення вільного падіння m/s^2 .

Запишемо рівняння руху по осям

$OX \quad \Sigma X = 0; X_0=0;$

$OZ \quad \Sigma Z=0; P - G = 0$, вирішимо рівняння і знайдемо прискорення a_z .

Тоді

$$m_3 a_z = k \cdot f \cdot \rho_c \cdot v^2 \cdot c - m_3 \cdot g = 0,$$

$$a_{z_0} = \frac{k \cdot f \cdot \rho_c \cdot c^2 - m_3 \cdot g}{m_3} . \quad (3)$$

Складаємо рівняння руху по осям.

$X_0=0$

$$z_0 = \frac{\left(\frac{k \cdot f \cdot \rho_c \cdot c^2 - m_3 g}{m_3} \right)}{2} \cdot t_0^2 . \quad (4)$$

Другий етап руху – рух частинки в киплячому шарі на похилому решеті (рис. 2).

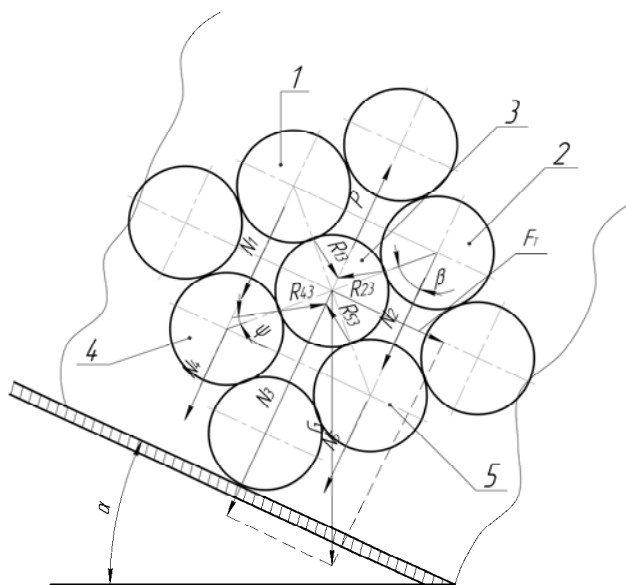


Рисунок 2 – Схема сил, які діють на частинку 3, яка знаходиться в псевдозрідженому шарі насінин на каскаді зерносушарки

В момент вклинювання частки 3 між частинками 1, 2, 4, 5 сили реакцій R_{13} R_{23} R_{43} R_{53} відхиляються від нормалі на кут внутрішнього тертя ψ в сторону збільшення кута укладки β . В результаті чого, сили реакцій складають з нормаллю кут $\gamma = \alpha + \beta + \psi$, де α - кут нахилу пористої перегородки до горизонту. На частку діють такі сили:

- 1) гравітаційна сила;
- 2) сила лобового тиску повітряного потоку P ;
- 3) нормативного тиску $N_3 = m_3 \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right) g \cdot \cos \alpha$;

$$4) \text{ тангенційна сила } F = m_3 \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right) g \cdot \sin \alpha ;$$

5) взаємодії між частинками (сили реакції)

$$R_{13} = \frac{N}{\cos \gamma}; R_{23} = -\frac{N_2}{\cos \gamma}; R_{43} = \frac{P - N_4}{\cos \gamma}; R_{53} = \frac{P - N_5}{\cos \gamma} .$$

Складемо рівняння рівноваги частки 3 під дією прикладених до неї сил, відносно осей координат XOZ . Підставивши значення сил реакції та зробивши необхідні математичні перетворення отримуємо:

$$\begin{aligned} \sum X = 0; \quad F_p &= -((P - N_4 + N_2) - (N_1 - P + N_5)); \\ \sum Z = 0; \quad P_0 - N_3 &= -((P - N_4 + N_2) - (N_1 - P + N_5)) \cdot \operatorname{tg} \gamma . \end{aligned} \quad (5)$$

Значення густин частинок 1, 2, 4, та 5 невідоме, то підставляємо значення F в рівняннях руху по осі OZ і отримуємо:

$$P - N_3 = F \cdot \operatorname{tg} \gamma . \quad (6)$$

Підставивши вираз (5) в рівняння руху (4) знаходимо прискорення по осям:

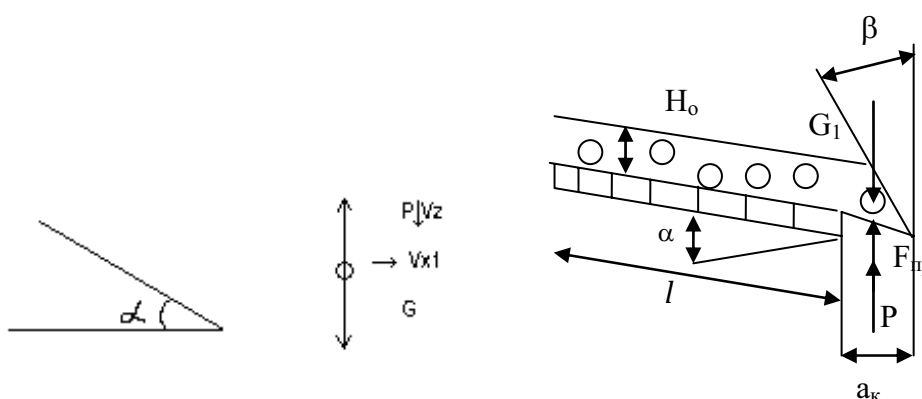
$$a_{x1} = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{(P - N_3) \cdot \operatorname{ctg} \gamma + F}{m_1 \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right)}; \quad a_{z1} = \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{(P - N_3) - F \cdot \operatorname{tg} \gamma}{m_1 \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right)} .$$

Складемо рівняння руху по осям

$$x_1 = \frac{a_{x1} \cdot t^2}{2}, \quad z_1 = V_{z0} \cdot t_0 + \frac{a_{z1} \cdot t^2}{2} .$$

Розглянемо рух частинок коли вони сходять з решета (каскаду). Згідно (рис. 3, а) складаємо рівняння руху з урахуванням того, що частинка сходить з початковою швидкістю V_{z1}, V_{x1} :

$$\begin{aligned} x_2 &= V_{x1} \cdot t_1, \\ z_2 &= V_{z1} \cdot t_1 + \frac{2(k \cdot f \cdot \rho_c \cdot V_{\phi 1}) \cdot t_2^2}{m} . \end{aligned}$$



а) – Руху частинки у момент сходження з каскаду

б) – Дії сил на клапан під час роботи

Рисунок 3 – Розрахункові схеми

Для усунення закидання частинок повітряним потоком знову на поверхню каскаду конструкцією передбачено встановлення клапанів (рис. 3, б). Клапан піддається дії наступних сил:

$$P_0 + F_{np} - G_1 = 0; \quad G_1 = m_1 \cdot g = \rho_3 \cdot g \cdot V_{кл}.$$

Об'єм шару насіння, що займає клапан визначається з виразу

$$V_{кл} = a \cdot a_k \cdot l_k,$$

де a – ширина каскаду, м; a_k ;

l_k – ширина та довжина клапана, м.

Умова спрацювання клапана

$$P + F_{np} < G \quad \text{або} \quad k \cdot t_k \cdot \rho_0 \cdot v_{\phi}^2 + F_{np} < \rho_3 \cdot V_{кл} \cdot g, \quad \text{тобто} \quad F_{np} < G_1 - P.$$

Час за який наповнюється об'єм клапана

$$t_{кл} = \frac{V_{кл}}{V_{ш}},$$

$V_{ш}$ – швидкість шару, м/с.

$$V_{ш} = V_{ox}.$$

Так як етапи руху частинки повторюються, то рівняння руху по осям Ox та Oz можна навести у вигляді наступних залежностей:

$$Z(t) = \begin{cases} z_0 = V_{oz} \cdot t_0 + \frac{a_{z0} \cdot t_0^2}{2} \\ z_1 = V_{zo} \cdot t_0 + \frac{a_{z1} \cdot t_1^2}{2} \\ z_2 = V_{z1} \cdot t_1 + \frac{a_{z2} \cdot t_2^2}{2} \\ \dots \\ z_{m-1} = V_{z(m-2)} \cdot t_{m-2} + \frac{a_{zm-1} \cdot t_{m-1}^2}{2} \\ z_m = V_{z(m-1)} \cdot t_{m-1} + \frac{a_{zm} \cdot t_m^2}{2} \end{cases}; \quad X(t) = \begin{cases} x_0 = 0 \\ x_1 = \frac{a_{x1} \cdot t_1^2}{2} \\ x_2 = V_{x1} \cdot t \\ x_3 = \frac{a_{x3} \cdot t^2}{2} \\ \dots \\ x_{m-1} = V_{xm-2} \cdot t \\ x_m = \frac{a_{xm} \cdot t^2}{2} \end{cases}.$$

При цьому швидкість фільтрації змінюється за законом в залежності від каскаду:

$$V_{\phi} = \frac{L_i}{L_2} \sqrt{\frac{1.1(\Delta P_{шi} + \Delta P_{pi})}{(1-\varepsilon)\rho_3}},$$

де ε – шпаруватість шару; $\Delta P_{шi}$ – опір шару насіння на i -тому каскаді, Па;

ΔP_{pi} – опір решета на i -тому каскаді, Па;

L_i, L_2 – довжина i -того каскаду та ширина сушарки, м.

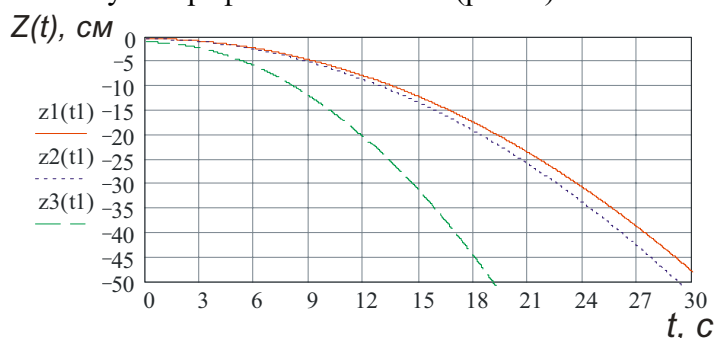
Тоді сила лобового тиску буде змінюватися в залежності від каскаду

$$P_i = k \cdot f_m \cdot p_c \cdot \left(\frac{V_{\phi i}}{2} \right).$$

Кут нахилу решіт до горизонту змінюється за формулою (1), що впливає на складові прискорення по осям наступним чином:

$$a_{x_i} = \frac{(P_i - N_3) \cdot \operatorname{ctg}(\gamma_{i-1} + \Delta\alpha) + F}{m \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right)}; \quad a_{z_i} = \frac{(P_i - N_3) \cdot \operatorname{Ftg}(\gamma_{i-1} + \Delta\alpha)}{m \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} - 1 \right)}.$$

Під час чисельного експерименту за допомогою пакету прикладних програм MathCAD отримали наступні графічні залежності (рис. 4).



$z_1(t)$ – пшениця; $z_2(t)$ – соя; $z_3(t)$ – соняшник

Рисунок 4 – Залежність переміщення частинки по осі OZ від часу (t) знаходження в сушильній камері для різних сільськогосподарських культур

Отримані залежності показують, що на час руху частинок по каскадам впливають як параметри сушарки (робочий тиск, кут нахилу каскадів, геометричні розміри решета та його аеродинамічний опір), так і фізико-механічні властивості насіння (форма, вага, шорсткість) та шару в цілому (кут укладки, шпаруватість шару).

Експериментально встановлено область раціональних значень параметрів зерносушарки каскадного типу, при яких спостерігається підвищення якісних показників роботи (ефект сушіння для зернових культур $W=74-92\%$, продуктивність $Q=0,22-0,54$ т/год, при енергетичних витратах $E=10-12,5$ кВт/т):

- тиск в сушильній камері – $P_1=500-600$ Па;
- температура в сушильній камері – $t_1=110-130$ °С;
- товщина шару матеріалу – $h=0,01-0,02$ м;
- кут нахилу робочих каскадів – $\alpha=3-9$ °.

Продуктивність для пшениці $0,218-0,55$ т/год, сої $0,37-0,41$ т/год, соняшника $0,218-0,25$ т/год.

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. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. – М.: Машиностроение, 1967. – 196 с.
4. 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.

И.Скрынник, В.Яцун, В.Дариенко, Д.Богатырев, М.Федотова

Математическая модель движения семян по каскадам зерносушилки каскадного типа

В статье рассмотрено движение семян по каскадам зерносушильной установки. Приведены исследования, которые позволяют теоретически определить конструктивные параметры сушки с учетом особенностей движения семян.

I.Skrynnik, V.Jatsun, V.Darienko, D.Bogatyrev, M.Fedotova

Mathematical model of movement of seeds on cascades grain-dryer cascadetype

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.

Отримано 21.10.11

УДК 621.77.06

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Моделювання довговічності роботи фрикційних муфт однокривошипних пресів

У статті описані результати експериментальних досліджень зношування робочих елементів фрикційних однодискових муфт кривошипних машин. На підставі проведених експериментів та аналізу статистичних даних стосовно довговічності роботи муфт в умовах їх тривалої експлуатації запропоновано математичну модель довговічності роботи зазначених елементів систем вмикання **математичне моделювання, муфта, вставка, прес, зносостійкість, довговічність**

Виходячи з експериментальних даних по експлуатації кривошипних машин, наданих ВГМ ВАТ «Червона Зірка»*, можна зробити попередній висновок, що основною причиною нестабільної роботи систем вмикання є лінійне зношування фрикційних вставок. При цьому основними чинниками, які негативно впливають на процес зношування, являються:

- а) зростання температури на контакті;
- б) зростання зазорів між натискними поверхнями;
- в) збільшення крутних моментів, які має передавати муфта вмикання;
- г) збільшення питомих тисків на робочих поверхнях фрикційних вставок.

При цьому останні два фактори є наслідком зношування, оскільки при збільшенні зазорів відповідно зростає час з'єднання фрикційних поверхонь між собою із відповідним уповільненням процесу вмикання муфти і зростанням сил тертя [1].

Таким чином, практично працездатність муфт вмикання кривошипних машин може бути встановлена як функція умов тертя при з'єднанні фрикційних поверхонь. Найкраще таку залежність передбачити у формі нелінійної степеневі моделі виду

$$\tau = At^{a_1} \Delta h^{b_1}, \quad (1)$$

* в роботі брав активну участь провідний спеціаліст управління І.М. Дедков

В статье рассмотрено движение семян по каскадам зерносушильной установки. Приведены исследования, которые позволяют теоретически определить конструктивные параметры сушки с учетом особенностей движения семян.

I.Skrynnik, V.Jatsun, V.Darienko, D.Bogatyrev, M.Fedotova

Mathematical model of movement of seeds on cascades grain-dryer cascadetype

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.

Отримано 21.10.11

УДК 621.77.06

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Моделювання довговічності роботи фрикційних муфт однокривошипних пресів

У статті описані результати експериментальних досліджень зношування робочих елементів фрикційних однодискових муфт кривошипних машин. На підставі проведених експериментів та аналізу статистичних даних стосовно довговічності роботи муфт в умовах їх тривалої експлуатації запропоновано математичну модель довговічності роботи зазначених елементів систем вмикання **математичне моделювання, муфта, вставка, прес, зносостійкість, довговічність**

Виходячи з експериментальних даних по експлуатації кривошипних машин, наданих ВГМ ВАТ «Червона Зірка»*, можна зробити попередній висновок, що основною причиною нестабільної роботи систем вмикання є лінійне зношування фрикційних вставок. При цьому основними чинниками, які негативно впливають на процес зношування, являються:

- а) зростання температури на контакті;
- б) зростання зазорів між натискними поверхнями;
- в) збільшення крутних моментів, які має передавати муфта вмикання;
- г) збільшення питомих тисків на робочих поверхнях фрикційних вставок.

При цьому останні два фактори є наслідком зношування, оскільки при збільшенні зазорів відповідно зростає час з'єднання фрикційних поверхонь між собою із відповідним уповільненням процесу вмикання муфти і зростанням сил тертя [1].

Таким чином, практично працездатність муфт вмикання кривошипних машин може бути встановлена як функція умов тертя при з'єднанні фрикційних поверхонь. Найкраще таку залежність передбачити у формі нелінійної степеневі моделі виду

$$\tau = At^{a_1} \Delta h^{b_1}, \quad (1)$$

* в роботі брав активну участь провідний спеціаліст управління І.М. Дедков

де A , a_1 , b_1 , - емпіричні коефіцієнти, які підлягають встановленню за результатами дослідів або внаслідок аналізу відповідних статистичних даних.

З іншого боку, працездатність муфт вмикавання залежить від умов експлуатації обладнання, зокрема, від значень крутних моментів, що передаватимуться муфтою, та від матеріалу фрикційних вставок [2]. Тому параметри, що входять до складу залежності (1), не є самостійними і, в свою чергу, залежать від низки параметрів процесу роботи муфти. Отже, залежність щодо лінійного зношування теж можна представити у вигляді степеневі функції

$$\Delta h = A_2 M_{кр}^{a_2} p^{b_2}, \quad (2)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на фрикційних поверхнях;

p - допустимий питомий тиск на фрикційних поверхнях;

Відповідно залежність щодо температури представляємо у вигляді степеневі функції

$$t = A_3 n^{a_3} \mu^{b_3}, \quad (3)$$

де n – частота вмикань муфти при сталій роботі кривошипної машини;

μ – допустимий коефіцієнт тертя матеріалу фрикційних вставок.

Таким чином, задача математичного моделювання оптимальних умов роботи муфт вмикавання може бути зведена до послідовної оптимізації двох степеневих просторових функцій (2) та (3). Подібна задача двостадійної оптимізації просторових нелінійних залежностей в практиці інженерного моніторингу обладнання ще не вирішувалася.

З метою спрощення обсягу розрахунків було вирішено, що:

а) моделювання будемо проводити для кривошипних машин із числом ходів в межах 100...400;

б) специфіка обладнання не враховуватиметься: надалі вважатимемо, що кривошипні машини різного технологічного призначення мають однакові умови вмикавання муфти;

в) номенклатура фрикційних матеріалів, що використовуються для виготовлення вставок, буде обмежена двома, які допускають найбільший діапазон зміни коефіцієнтів тертя;

г) крутні моменти на валу муфти не будуть залежати від виду виконуваної технологічної операції, а визначатимуться виключно своїми абсолютними значеннями.

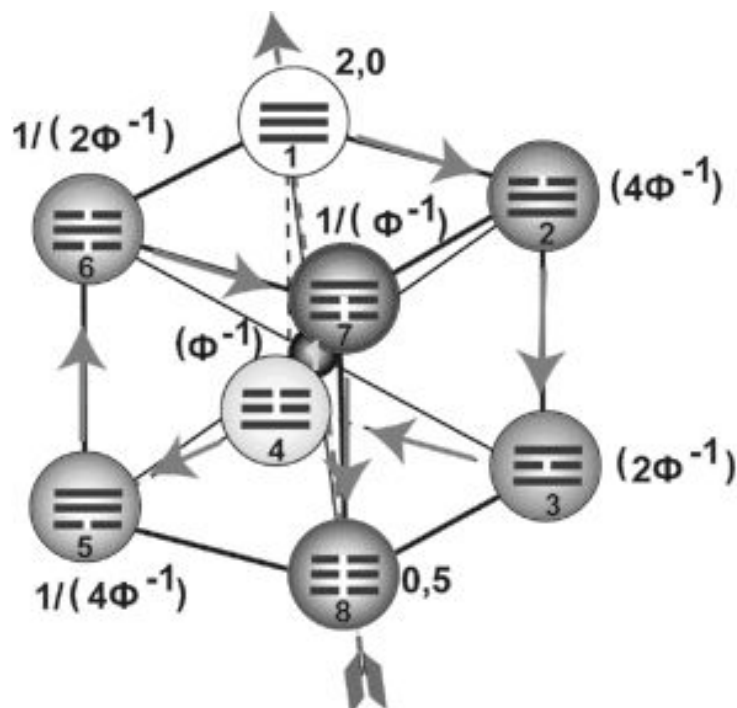
д) вторинні взаємодії між параметрами, що входять до складу математичних моделей (2) та (3) вважатимемо несуттєвими.

Виходячи із виробничих даних по експлуатації швидкохідних кривошипних машин в умовах ВАТ «Червона Зірка» діапазон зміни параметрів оптимізації було прийнято таким:

- крутні моменти, що передаються муфтою $M_{кр} = 6,5 \dots 15$ кН·м;
- допустимі питомі тиски $p = 0,4 \dots 1,2^*$ МПа.

Шукану математичну модель оптимізуємо шляхом проведення факторного експерименту виду 2^{4-1} із визначенням фактичних значень лінійного зношування у вершинах «Кубу експерименту» (див. рис.1).

* що відповідає матеріалам фрикційних вставок: 63-7-67 та ФК24А відповідно



Φ – фактори, що введені для подальшого враховування при моделюванні
Рисунок 1 – Математична модель

Таблиця 1 – Матриця експерименту по оптимізації параметрів моделі (1)

$M_{кр}$	p	Δh , мкм (середні значення)
+	-	0,032
-	+	0,055
-	-	0,018
+	+	0,043

Для виконання подальших перетворень лінеаризували дану модель, для чого перевели всі експериментальні та статистичні дані у логарифмічний формат:

$$\ln 0,032 = \ln A_1 + b \ln 15 + c \ln 0,4;$$

$$\ln 0,055 = \ln A_1 + b \ln 6,5 + c \ln 1,2;$$

$$\ln 0,018 = \ln A_1 + b \ln 6,5 + c \ln 0,4;$$

$$\ln 0,043 = \ln A_1 + b \ln 15 + c \ln 1,2.$$

І далі:

$$-3,442 = \ln A_1 + 2,708b - 0,9163c;$$

$$-2,9004 = \ln A_1 + 1,8718b + 0,1823c;$$

$$-4,0174 = \ln A_1 + 1,8718b + -0,9163c;$$

$$-3,1466 = \ln A_1 + 2,708b + 0,1823c.$$

Для подальшого вирішення перетворених лінійних рівнянь виключили зайві показники:

$$-0,2954 = -1,0983c$$

$$c = 0,267;$$

$$0,2462 = -0,8362b$$

$$b = -0,2944.$$

Отримані значення підставили у третє рівняння

$$-4,0174 = \ln A - 1,8718 \cdot 0,2944 - 0,9163 \cdot 0,267.$$

Звідки

$$\ln A = -4,0174 + 0,5511 + 0,2447;$$

$$\ln A = -3,2216;$$

$$A = 0,0399.$$

Для обчислення точності отриманої математичної моделі провели розрахунок значень лінійного зношування при тих же умовах, що й практичні значення зношування:

$$\Delta h_1 = 0,0399 \cdot 0,4506 \cdot 0,783 = 0,0141;$$

$$\Delta h_2 = 0,0399 \cdot 0,5764 \cdot 1,0499 = 0,0241;$$

$$\Delta h_3 = 0,0399 \cdot 0,5764 \cdot 0,783 = 0,018;$$

$$\Delta h_4 = 0,0399 \cdot 0,4506 \cdot 1,0499 = 0,019.$$

Визначили значення коефіцієнту А:

$$-3,442 = \ln A - 2,708 \cdot 0,2944 - 0,9163 \cdot 0,267;$$

$$-2,9004 = \ln A - 1,8718 \cdot 0,2944 + 0,1823 \cdot 0,267;$$

$$-4,0174 = \ln A - 1,8718 \cdot 0,2944 - 0,9163 \cdot 0,267;$$

$$-3,1466 = \ln A - 2,708 \cdot 0,2944 + 0,1823 \cdot 0,267.$$

Після очевидних математичних перетворень отримали:

$$\ln A_1 = -2,4001; A = 0,0917;$$

$$\ln A_2 = -2,3890; A = 0,0909;$$

$$\ln A_3 = -3,2216; A = 0,04;$$

$$\ln A_4 = -2,3981; A = 0,0909.$$

Пересічне значення А:

$$A_{\text{сер}} = \frac{0,0917 + 0,0909 + 0,04 + 0,0909}{4} = 0,0781.$$

Отже математична модель виду (2) може бути представлена степеневою функцією

$$\Delta h = 0,0399 M_{kp}^{-0,2944} p^{0,269}. \quad (4)$$

Обчислення відносних похибок з урахуванням експериментально отриманих коефіцієнтів кореляції дало наступні дані:

$$\Delta_1 = 13,75\%; \Delta_2 = 13,82\%; \Delta_3 = 3,1\%; \Delta_4 = 13,49\%.$$

Оскільки значення найбільшої з вищезазначених похибок не перевищує граничної для умов моделювання величини у 15%, можна вважати модель (4) адекватною.

Аналогічно виконуємо розрахунок коефіцієнтів емпіричної моделі і для визначення залежності температури на поверхнях вставок від частоти вмикань та коефіцієнту тертя.

Таблиця 2 – Матриця експерименту по оптимізації параметрів моделі (2)

n	μ	t _ф , град (середні значення)
+	-	80
-	+	118
-	-	92
+	+	160

Алгоритм оптимізації не відрізнявся від описаного вище. Попередню математичну залежність температури на контактних поверхнях від частоти вмикань та коефіцієнту тертя отримали у вигляді:

$$t = 7,8612n^{0,2804} \mu^{-1,3035} . \quad (5)$$

Використовуючи наведену залежність, проводимо розрахунки теоретичних значень температур:

$$\begin{aligned} t_1 &= 7,8612 \cdot 3,6375 \cdot 2,6032 = 74,44^0; \\ t_2 &= 7,8612 \cdot 5,3656 \cdot 2,6032 = 109,8^0; \\ t_3 &= 7,8612 \cdot 3,6375 \cdot 3,5298 = 100,94^0; \\ t_4 &= 7,8612 \cdot 5,3656 \cdot 3,5298 = 149,31^0. \end{aligned}$$

Оскільки отримані результати незадовільно збігалися із статистичними даними, було відкореговано коефіцієнт А:

$$k = \frac{\Sigma(t_{\text{теор}} - t_{\text{ф}})}{4} = 0,973 ;$$

$$A_k = \frac{A}{k} = \frac{7,8612}{0,973} = 8,0789 .$$

Перерахунок температур дає:

$$t_1 = 76,51^0 C; \quad t_2 = 112,85^0 C; \quad t_3 = 103,75^0 C; \quad t_4 = 154,11^0 C .$$

Розраховані значення похибок не перевищили 15%, тому отриману емпіричну залежність можна вважати такою, що адекватно відтворює вплив частоти вмикань муфти та умов тертя на значення температури у контактних зонах.

Подальша оптимізація моделі працездатності може бути проведена двома способами:

- поєднанням двох отриманих раніше математичних моделей (4) та (5) у чотирьохвимірну модель виду

$$\tau = AM_{кр}^a p^b n^c \mu^d ; \quad (6)$$

- синтезом підсумкової моделі із результатів експериментальних досліджень по попереднім моделям (4) та (5).

Для визначення точності обох шляхів провели їх порівнювальний аналіз.

Таблиця 2 - План дрібного факторного експерименту виду 8^3

$\tau_{\text{факт}} \times 10^6$	$M_{кр}$	p	n	μ
0,85	+	+	+	+
0,52	+	+	+	-
1,12	+	+	-	-
0,94	+	-	-	-
3,02	-	+	+	+
1,84	-	-	+	+
2,9	-	-	-	+
0,4	-	-	-	-

Під параметром τ приймали величину, зворотню часу допустимої експлуатації муфти, тобто граничну кількість вмикань.

Лінеаризація параметрів наведеної вище математичної моделі дає наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
 0,239 &= \ln A + 2,708a_1 + 0,1823b_1 + 5,9915c_1 - 0,734d_1; \\
 -0,511 &= \ln A + 2,708a_2 + 0,1823b_2 + 5,9915c_2 - 0,9676d_2; \\
 -0,329 &= \ln A + 2,708a_3 + 0,1823b_3 + 4,6052c_3 - 0,9676d_3; \\
 -0,062 &= \ln A + 2,708a_4 - 0,9163b_3 + 4,6052c_4 - 0,9676d_4; \\
 0,322 &= \ln A + 1,8718a_5 + 0,1823b_5 + 5,9915c_5 - 0,734d_5; \\
 0,525 &= \ln A + 1,8718a_6 - 0,9163b_6 + 5,9915c_6 - 0,734d_6; \\
 1,163 &= \ln A + 1,7818a_7 - 0,9163b_7 + 4,6052c_7 - 0,734d_7; \\
 0,14 &= \ln A - 1,8718a_8 - 0,9163b_8 + 4,6052c_8 - 0,9676d_8.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Використовуючи метод Гаусса-Жордана, складаємо матрицю, яка має вигляд:

$$\begin{array}{cccc|c|c}
 2,71 & 0,18 & 5,99 & -0,73 & x_1 & 0,24 \\
 2,71 & 0,18 & 5,99 & -0,97 & x_2 & -0,51 \\
 2,71 & 0,18 & 4,61 & -0,97 & x_3 & -0,33 \\
 2,71 & -0,92 & 4,61 & -0,97 & x_4 & -0,06 \\
 1,87 & 0,18 & 5,99 & -0,73 & x_5 & 0,32 \\
 1,87 & -0,92 & 5,99 & -0,73 & x_6 & 0,53 \\
 1,87 & -0,92 & 4,61 & -0,73 & x_7 & 1,16 \\
 1,87 & -0,92 & 4,61 & -0,97 & x_8 & 0,14
 \end{array}$$

Розрахунок моделі у матричному виду проведено за допомогою відповідної програми розрахунку матриць[3].

Після об'єднання двох половин матриці Гаусса-Жордана встановили, що система рівнянь (7) матиме вигляд:

$$\tau = 161392,86 M_{кр}^{0,7118} p^{0,3791} n^{0,4346} \mu^{0,2529}.$$

Розрахунки довільних точок кубу експерименту (див. рис.1) засвідчили, що отримана модель неадекватна (розходження сягає 40...60%). Тому систему виду (7) необхідно вирішувати, не розділяючи змінні, як це звичайно передбачається методом Гаусса-Жордана. Була застосована методика вирівнювання із послідовним виключенням змінних [4]. В наслідку отримали математичну модель довговічності роботи муфти у виді

$$\tau = 9767,0737 M_{кр}^{-1,5418} p^{-0,243} n^{-0,4602} \mu^{3,2106}. \tag{8}$$

Перевірка моделі на адекватність дана наступні результати (див. табл.3).

Таблиця 3 – Результати експериментальних та розрахункових даних

$\tau_{розр} \times 10^6$, циклів	$\tau_{факт} \times 10^6$, циклів	$\Delta, \%$
857500	850000	8,82
411300	520000	20,98
1119400	1120000	5,36
1012100	940000	7,45
3139800	3020000	3,97
1945800	1840000	5,75
2932400	2900000	11,17
375800	400000	6,05

Таким чином в результаті експериментальних досліджень та моніторингових розрахунків отримано математичну модель працездатності робочих елементів систем вмикання однокривошипних пресів, яка може бути використана у практиці фахового супроводження зазначених типів штампувального обладнання, що експлуатуються на заводах сільгоспмашинобудування.

Список літератури

1. Кришкін Б.Б. Експериментальні дослідження при вмикання муфти кривошипного пресу //Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету/Техніка і виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 24, Ч.І. Кіровоград: КНТУ, 2011 – С. 131.
2. Кривошипные кузнечно-прессовые машины/ В.И. Власов, И.К. Букин-Батырев, А.Я. Борзыкин и др. – М.: Машиностроение, 1982.- 424с.
3. <http://www.webmath.ru/web/matrix.php>.
4. Третьяченко Г.Н. Моделирование при изучении прочности конструкций. К.: Наук. думка, 1979.- 232 с.

Б. Крышкин

Моделирование долговечности работы фрикционных муфт однокривошипных пресов

В статье описаны результаты экспериментальных исследований износа элементов фрикционных однодисковых муфт кривошипных машин. На основании проведенных экспериментов и анализа статистических данных, касающихся долговечности работы муфт в условиях их длительной эксплуатации предложена математическая модель долговечности работы вышеуказанных элементов систем включения

B. Kryshkin

Design of longevity of work of friction muffs of onecrank-type presses

The results of experimental researches of wear of elements of friction onedisk muffs of crank-type machines are described in the article. On the basis of the conducted experiments and analysis statistical data, touching longevity of work of muffs in the conditions of their protracted exploitation the mathematical model of longevity of work of foregoing elements of the systems of including is offered

Одержано 18.10.11

УДК 681.516.54/551.521.31

О.П. Голик, ас., Р.В. Жесан, доц., канд. техн. наук, А.С. Краснюк, ст.
Кіровоградський національний технічний університет

Енергозабезпечення селянських (фермерських) господарств на основі сонячної енергії в умовах Кіровоградського регіону

В статті виконано дослідження енергетичного потенціалу сонячної енергії в Кіровоградському регіоні. Проведено оцінку придатності метеорологічних умов Кіровоградського регіону для використання сонячної енергії у якості енергозабезпечення автономних споживачів.
сонячна енергія, автономне енергозабезпечення, енергопотенціал, сонячна батарея

Вступ. Все більшого поширення в світі, зокрема в Україні, набуває енергозабезпечення селянських (фермерських) господарств на основі сонячної енергії. Оскільки такі господарства розподілені по території та віддалені від ліній центрального електропостачання, то їх можна назвати автономними споживачами (АС). Останнім часом запаси традиційних енергоресурсів невпинно зменшуються, внаслідок чого зростає вартість електроенергії для АС. Використання сонячної енергії має ряд таких переваг:

- вона є безкоштовним джерелом енергії;
- екологічна чистота;
- тривалість існування на перспективу.

Головним недоліком сонячної енергії є стохастичний характер надходження (зміна доби, періодичність надходження – зміна пори року).

Енергію сонця використовують для тепло- та електропостачання. У разі теплопостачання використовують сонячні колектори. Для електропостачання – сонячні батареї (СБ). При енергозабезпеченні АС за допомогою сонячних колекторів та СБ важливо володіти інформацією про сонячний енергопотенціал місцевості, де планують впроваджувати дані системи.

Метою даної статті є дослідження сонячного енергопотенціалу та оцінка ефективності впровадження СБ з урахуванням кліматичних та метеорологічних умов Кіровоградського регіону.

Аналіз останніх досліджень. Світовими лідерами по використанню сонячної енергії вважаються Німеччина, Японія, Китай, Іспанія, США та інші. На 2008 рік основними споживачами фотоелектричної продукції стали Іспанія (41,3 %), Німеччина (27,8 %) та США (6 %) [1].

В Україні існує небагато установ (державних або приватних), які займаються дослідженнями в галузі альтернативної енергетики. Серед них слід виділити такі: інститут відновлюваної енергетики НАН України (м. Київ), конструкторське бюро «Южное» (м. Дніпропетровськ), приватне підприємство «Аванте» (м. Київ), ТОВ «РТК Схід» (м. Харків) та ТОВ «ЕСТА лтд» (м. Миколаїв).

Аналіз сонячного енергопотенціалу для різних місцевостей України наведений багатьма авторами [2-6].

Зокрема, в роботі [6] наведено методику побудови дискретних карт, що відображають інформацію про сонячні енергетичні потенціали різних місцевостей України за сезонами року. В даній роботі значення інтенсивності сонячної радіації визначались теоретичним шляхом за допомогою відомих виразів.

Нажаль в зазначених вище роботах не надаються дані по середньодобовому енергетичному потенціалу сонячної енергії в Україні, зокрема Кіровоградському регіоні.

Основні дослідження. В нашому випадку для дослідження сонячного енергопотенціалу було використано експериментальні дані.

З 01.07.2008 року на кафедрі автоматизації виробничих процесів Кіровоградського національного технічного університету розпочато активні експериментальні дослідження по визначенню інтенсивності сонячної радіації з використанням цифрової погодної метеостанції «Vantage Pro2™» (виробник Davis Instruments Corp., Каліфорнія, США), яка має в своєму складі датчик сонячної радіації «Davis SR Sensor».

Відображення даних з метеостанції відбувається за допомогою консолі та програмного забезпечення «WeatherLink».

Для дослідження сонячного енергопотенціалу в Кіровоградському регіоні було використано дані за 2009-2010 рр.

Метеорологічні дані надходять до станції постійно. Кожні 30 хвилин станція зберігає середнє значення інтенсивності сонячної радіації за певний період часу.

Було проведено обробку отриманих статистичних даних, з метою визначення енергетичного потенціалу сонячної енергії протягом року, який наведено на рис. 1.

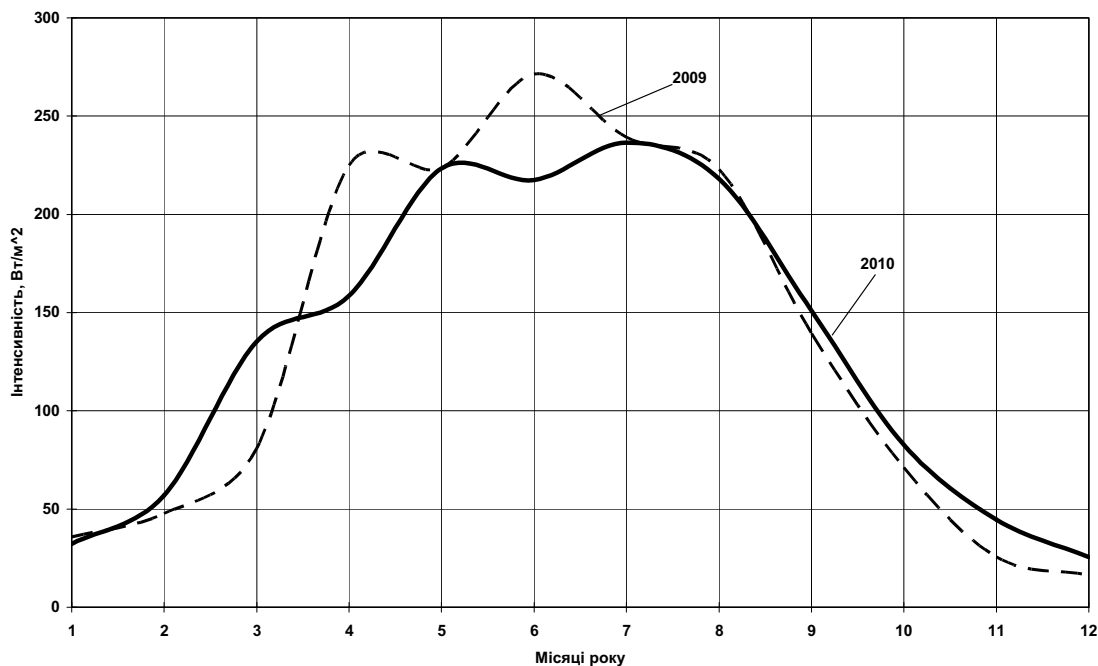


Рисунок 1 – Середньомісячний енергетичний потенціал сонячної енергії протягом 2009-2010 рр. в Кіровоградському регіоні

Згідно рис. 1 середньомісячна інтенсивність сонячної радіації набуває свого максимуму влітку (червень 2009 – 271,4 Вт / м², липень 2009 – 239,2 Вт / м², серпень – 222,9 Вт / м²), в 2010 році показники дещо менші, але близькі до цих значень.

Для розробки систем енергозабезпечення АС на основі сонячної енергії та оцінки впровадження таких систем в певній місцевості недостатньо володіти інформацією про середньомісячний сонячний енергопотенціал місцевості. Бажано

знати інтенсивність сонячної радіації протягом доби, оскільки при проектуванні систем енергопостачання зазвичай використовують середньодобові графіки енергетичного навантаження споживачів.

На рис. 2 наведено сумарний протягом двох років (2009-2010 рр.) середньодобовий енергетичний потенціал сонячної енергії за сезонами року.

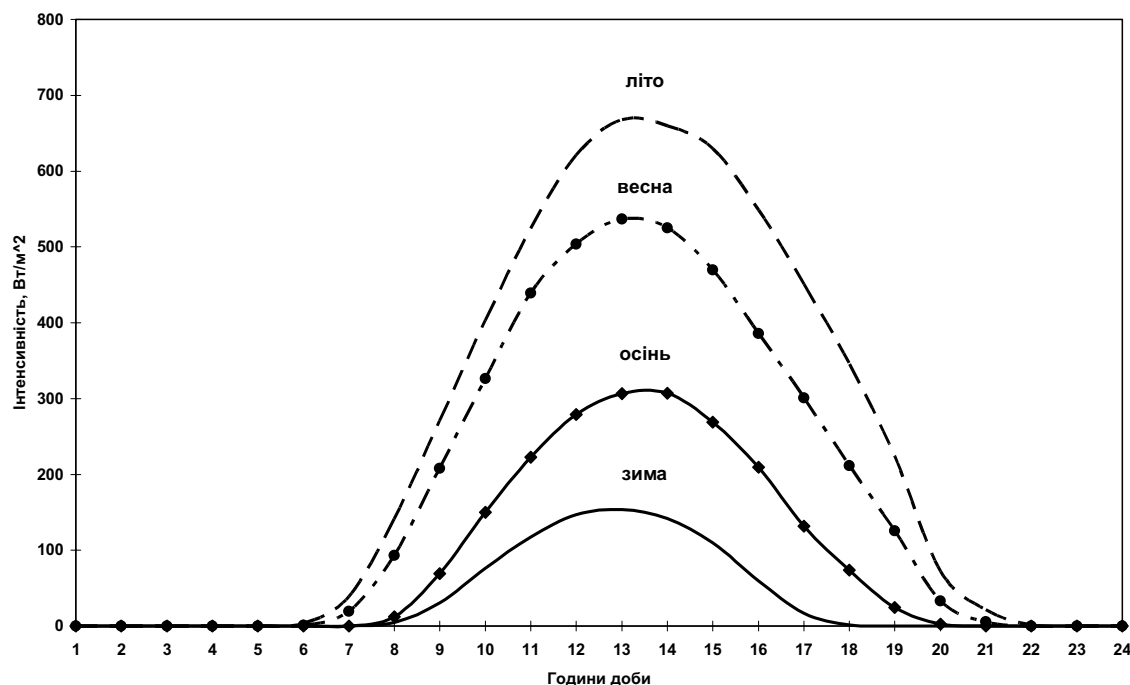


Рисунок 2 – Середньодобовий енергетичний потенціал сонячної енергії в Кіровоградському регіоні за сезонами року

Як бачимо на рис. 2, інтенсивність сонячної радіації найбільша влітку, досягає свого максимуму о 12 годині і становить $667,75 \text{ Вт/м}^2$. Дану інформацію можна використовувати для визначення потужності СБ в умовах Кіровоградського регіону. Визначивши потужність однієї СБ можна розрахувати кількість батарей, необхідних для забезпечення енергетичних потреб АС, згідно графіків енергетичних навантажень.

Зазвичай виробниками СБ наводиться інформація про номінальну потужність СБ при умовах інтенсивності сонячної радіації 1000 Вт/м^2 та температурі навколишнього середовища 25°C .

Згідно рис. 2 видно, що в умовах Кіровоградського регіону СБ не буде мати номінальної потужності, оскільки максимального значення інтенсивність сонячної радіації досягає близько 670 Вт/м^2 (на 30 % менше, ніж номінальна потужність). Це влітку, а в інші сезони року цей відсоток буде ще більшим.

Наприклад, СБ потужністю $100 \text{ Вт} \cdot \text{год}$. в умовах Кіровоградського регіону влітку буде мати потужність $67 \text{ Вт} \cdot \text{год}$. Цього недостатньо навіть для енергозабезпечення невеликих присадибних ділянок. Для того щоб забезпечити потужність близько $2 \text{ кВт} \cdot \text{год}$. необхідно буде не менше 30 штук СБ. Вартість однієї СБ такої потужності в середньому становить 300 \$. Загалом вартість 30 штук СБ та допоміжних засобів (контролер заряду батарей, периферійні пристрої та ін.) буде становити близько 10000 \$.

Крім того, розмістити по території таку кількість СБ буде досить складно, оскільки габарити однієї СБ дорівнюють близько $0,95 \text{ м}^2$, а для 30 штук необхідно буде 30 м^2 .

Як бачимо, умови Кіровоградського регіону є не дуже сприятливими для енергозабезпечення АС за допомогою сонячної енергії.

Висновки. На основі обробки статистичних даних з інтенсивності сонячної радіації в Кіровоградському регіоні за 2009-2010 рр. було визначено середньомісячний та середньодобовий енергопотенціалу сонячної енергії в Кіровоградському регіоні.

Аналіз отриманих результатів показав, що Кіровоградський регіон володіє не достатньо сприятливими умовами для енергозабезпечення АС на основі енергії сонця.

Тому було б доцільним для енергозабезпечення АС використовувати разом із сонячною енергією інші види енергій, наприклад енергію вітрових потоків.

Список літератури

1. Матеріали офіційного веб-сайту Міністерства палива та енергетики України: <http://mpe.kmu.gov.ua>
2. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних та нетрадиційних джерел енергії України / Кудря С.О., Яценко Л.В., Душина Г.П., Шинкаренко Л.Я., Довга В.Т., Васько П.Ф., Бриль А.О., Шурчков А.В., Забарний Г.М., Жовмір М.М., Віхарев Ю.А.. – 2-ге вид. – К.: НАНУ Ін-т електродинаміки ; Державний комітет України з енергозбереження, 2007. – 42 с.
3. Величко С. А. Природно-ресурсне забезпечення гібридних геліо-вітроенергетичних систем (в межах рівнинної території України): дис...канд. геогр. наук: 11.00.11 /Величко Сергій Анатолійович. – Харків, 2006. – 296 с.
4. Волеваха М. М. Енергетичні ресурси клімату України / Волеваха М. М., Гойса М. І. – К. : Наук. думка, 1967. – 132 с.
5. Жесан Р. В. До питання попереднього визначення кількості сонячної енергії при проектуванні систем енергопостачання з сонячними установками / Р. В. Жесан, В. О. Решетняк, О. П. Голик // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / – 2007. – С. 100-106.
6. Пашенко В. Ф. Карти енергетичних потенціалів відновлюваних джерел енергії як джерело інформації для проектування автономних систем енергопостачання із САК /В.Ф.Пашенко, Р. В. Жесан //Сборник научных трудов Национальной горной академии Украины. – 2001.–С. 86-89.

Е. Голик, Р. Жесан, А. Краснюк

Оценка пригодности климатических и метеорологических условий Кировоградского региона по использованию солнечной энергии для энергообеспечения автономных потребителей

В статье выполнено исследование энергетического потенциала солнечной энергии в Кировоградском регионе. Проведена оценка пригодности Кировоградского региона для использования солнечной энергии в качестве энергообеспечения автономных потребителей.

O. Golik, R. Zhesan, A. Krasnyuk

The energy supply of autonomous users on the use of sun energy of the terms to the Kirovograd region

In the article research of power potential of sun energy is executed in the Kirovograd region. The estimation to the fitness of meteorological terms of Kirovograd region is conducted for the use of sun energy as energy supply of autonomous users.

Одержано 09.10.11

УДК 621.787

Ф.М. Капелюшний, доц., канд. техн. наук, М.М. Калита, інж.*Кіровоградський національний технічний університет*

Відновлення посадкових місць корпусних деталей методом електроконтактного нагрівання

В статті приведений короткий перелік способів відновлення посадкових отворів корпусних деталей. Розглянутий спосіб відновлення внутрішньої поверхні методом місцевого нагрівання з застосуванням газополуменевого нагріву, його переваги та недоліки. Запропонований електроконтактний спосіб нагрівання.

корпусні деталі, посадкова поверхня, газополуменеве нагрівання, щілинний пальник, електроконтактний нагрів

На сьогоднішній день при ремонті корпусних автотракторних деталей зношені стінки отворів під підшипники відновлюють різноманітними методами, в тому числі наплавленням стрічки, нанесенням гальванічних покриттів (залізнення та ін.), електроіскровою обробкою, напаяванням, постановкою кілець, застосуванням полімерних матеріалів та місцевим нагріванням.

Спосіб відновлення посадкових місць корпусних деталей під підшипники з застосуванням газополуменевого нагрівання описаний в роботах [1,2,3]. В результаті послідовного нагрівання циліндричної поверхні до температури 800°C відбувається пластичне деформування поверхневого нагрітого шару відносно більш холодного шару металу. Через пластичний зсув шарів матеріалу, що прилегли до посадкової поверхні і нагрівається пошарово на різну температуру, отвір зменшується по радіусу на 0,2...0,3 мм. При цьому твердість поверхні, що нагрівається значно збільшується, збільшується і її зносостійкість. Для відновлення посадкової поверхні корпусна деталь закріплюється на шпинделі станка і обертається навколо осі посадкового отвору. Щілинний наконечник газового пальника вводиться у відповідний отвір корпусної деталі і стінки отвору нагріваються язиками полум'я на протязі 2...3 хв.

Дослідження показали, що зменшення діаметру отворів в металевих корпусних та інших деталях при місцевому нагріванні поверхонь їх стінок пояснюється пластичною деформацією, яка викликається внутрішніми напруженнями, що перевищують межу текучості матеріалу [1, 2, 3]. Ці напруження виникають на межі шарів між вже нагрітою і ще холодною масою чавуну, коли гарячі шари як би прагнуть розширитися, а холодні цьому розширенню перешкоджають.

Вивчаючи деформацію поверхневого шару в результаті його нагрівання, можна виявити істотні залежності її від діаметру, температури, глибини прогрівання і так далі і робити відповідні розрахунки для визначення режимів нагрівання і зменшення діаметру посадочної поверхні при різних геометричних параметрах отвору.

Для циліндричних поверхонь теплопередача визначається за формулою:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln d_2 / d_1} \cdot [T_{r_1} - T_{r_2}], \quad (1)$$

де n – висота циліндра, мм;

λ – коефіцієнт теплопередачі;

d_1 і d_2 – відповідно діаметр нагрітого отвору і діаметр прогрітого шару;

Tr_1 і Tr_2 – температури деталі відповідно на внутрішній поверхні отвору d_1 і на певній глибині d_2 .

Температурне поле – розподілення температури по перерізу від стінки посадкової поверхні корпусної деталі по радіус-вектору із центра отвору дозволяє розрахувати напруження в кожній точці в даний момент нагрівання. Ці напруження при певній їх величині можуть викликати пластичну деформацію. Після нагрівання при остиганні залишкові напруження [4] впливають на працездатність відновленої корпусної деталі.

Згідно роботи [1] в чавунних деталях біля посадкової поверхні утворюється сорбіт, а при більш потужному полум'ї – троститна структура за рахунок швидкого відведення холодної маси деталі. При цьому, якщо початкова твердість чавуна складала $Hv=200\dots210$ кг/мм², то після обробки – $Hv=400\dots450$ кг/мм². Однак, вибрати режим газополуменевої обробки посадкових поверхонь з нагрівом до 800°C необхідно з наступним охолодженням на повітрі і високим відпуском. При такій обробці майже повністю знімаються залишкові напруження, твердість доводиться майже до нормальної твердості вихідного чавуна, покращується обробка чавуна [1, 2].

Згідно теорії дислокацій, з урахуванням коефіцієнта м'якості α [4, 5], при навантаженні чавунного зразка беззаперечно повинна виникнути деформація, що зберігається після розвантаження матеріалу, тобто залишкова деформація $\epsilon_1(n)$. Якщо прикласти до цього зразка навантаження зі зворотним знаком по величині, аналогічне попередньому, що викликало $\epsilon_1(n)$, то виявиться, що нова відносна деформація більше залишкової $\epsilon_1(n)$. Таким чином, при знятті внутрішніх напружень повернення до вихідних геометричних розмірів зразка неможливе, в такому випадку відбулася пластична деформація.

Відомо, що коефіцієнт м'якості $\alpha=2$ в умовах одноосного стиснення пластичність чавуна збільшується [5, 6]. В наших умовах при відновленні посадкових отворів при газополуменевої обробці має місце одноосне стиснення, а тому тенденція до збільшення пластичності крихкого матеріалу достатньо обґрунтована.

При відновленні отворів під підшипники корпусних деталей важливо вирішити деякі технологічні труднощі.

Навколо посадкових місць розташовані отвори під болти і товщина стінки від посадкової поверхні до стінки отвору під болти достатньо мала (3...3,5 мм). При нагріванні болтові отвори стають концентраторами напружень, тонка стінка може зруйнуватись. Тому необхідно відводити тепло із зони болтових отворів. Для цього в отвори закручують латунні чи мідні болти [3].

Також необхідно спростити технологію поверхневого нагрівання ремонтної деталі. Адже для обертання важкої і складної по формі деталі відносно щільного пальника необхідна наявність складний по конструкції стенд. У випадку обробки кількох отворів з'являється необхідність перестановки деталі на шпинделі. При тривалому нагріванні проникнення теплових напружень достатньо глибоко по стінці корпусу призводить до короблення та виникнення тріщин в перемичках між двома поверхнями, що близько розташовані (15...20 мм).

Вище зазначенні складнощі допоможе уникнути спосіб нагрівання струмами високої частоти (СВЧ). Цілком можливо, що при відновленні діаметрів посадкових отворів підвищиться їх зносостійкість і твердість поверхні за рахунок загартування,

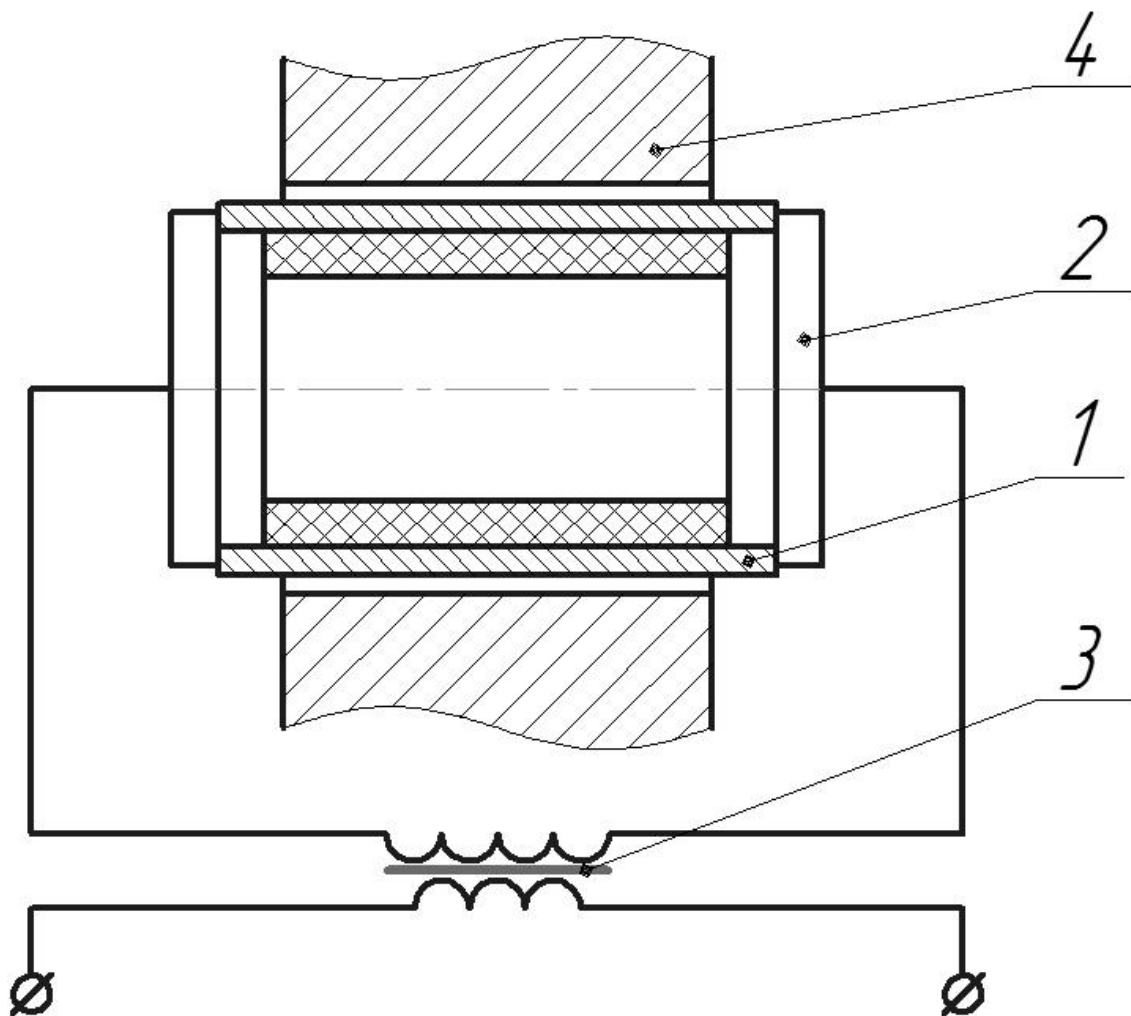
оскільки при СВЧ можна підвищити температуру нагрівання, а швидке охолодження нагрітого шару відбудеться за рахунок великої холодної маси деталі.

Однак вартість установки СВЧ досить висока і далеко не кожне ремонтне підприємство може дозволити собі відновлювати діаметр отворів корпусних деталей застосовуючи цей метод нагрівання. До того ж опромінення струмом високої частоти негативно впливає на здоров'я людини.

Нами запропонований спосіб електроконтактного нагрівання (ЕКН) комбінований з конвекційно-променевим нагріванням (рис. 1). Суть способу полягає в наступному. Ніхромо-азбестову втулку розміщують всередину отвору корпусної деталі і по торцям затискається мідними контактами. Струм подається на мідні контакти і відбувається нагрівання ніхромо-азбестової втулки. Кількість теплової енергії електричного струму визначається за законом Джоуля – Ленца з врахуванням характеру теплових процесів, обумовлених підведенням струму за допомогою струмопідводячих контактів.

$$Q = I^2 \cdot R \cdot t. \quad (2)$$

Зовнішній діаметр ніхромо-азбестової втулки підбирається меншим ніж діаметр отвіру корпусної деталі на величину теплового розширення втулки, деформацію матеріалу деталі та залишкового зазору між втулкою і деталлю.



1 – втулка ніхромо-азбестова, 2 – контакт мідний, 3 – трансформатор, 4 – корпусна деталь
Рисунок 1 – Схема запропонованого способу нагрівання отворів корпусних деталей

Ніхромо-азбестова втулка нагрівається до температури 900...1000°C і шляхом інфрачервоного випромінювання та конвекційного теплообміну передає теплову енергію до поверхні отвору корпусної деталі.

Переваги запропонованого способу перед вище згаданими в тому, що останній не потребує складного обладнання, піддається чіткому керуванню, забезпечує рівномірне нагрівання поверхні отвору одночасно, піддається автоматизації та механізації і менш небезпечний для здоров'я працівників в порівнянні з СВЧ.

Таким чином, запропонований спосіб має суттєві переваги перед існуючими способами і може бути використаний для відновлення деталей виготовлених із чавунів та сталей.

Список літератури

1. Шапоренко С.М. Исследование и разработка технологи и восстановления корпусных автотракторных деталей газопламенной обработкой. Диссертация к.т.н., г. Хабаровск, 1971.
2. Дажин В.Г., Шапоренко С.М. Восстановление посадочных поверхностей газопламенной обработкой. Журнал «Техника в сельском хозяйстве» №2, 1972.
3. Лившиц Л.Г., Поляченко А.В. Восстановление автотракторных деталей. М., «Колос», 1966.
4. Биргер И.А. Остаточные напряжения. М., «Машгиз», 1963.
5. Золоторевский В.С. Механические испытания и свойства металлов. М., «Металлургия», 1974.
6. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. М. «Мир», 1972.

Ф. Капелюшній, М.Калита

Восстановление посадочных мест корпусных деталей методом электроконтактного нагревания

В статье приведен краткий перечень способов восстановления посадочных отверстий корпусных деталей. Рассмотрен способ восстановления внутренней поверхности методом местного нагревания с использованием газопламенного нагрева, его преимущества и недостатки. Предложен электроконтактный способ нагревания.

F. Kapelyushniy, M. Kalita

Restoration of seats of case details by a method of electrocontact heating

In article the short list of ways of restoration of landing apertures of case details is resulted. The way of restoration of an internal surface by a method of local heating with use of gas-flame heating, its advantage and lacks is considered. The electrocontact way of heating is offered.

Одержано 21.10.11

УДК 631. 362. 36

**С.М. Мороз, інж., М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук,
О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.–мат.
наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз багат шарового руху зерна на нерухомій похилій робочій поверхні

Стаття присвячена аналізу багат шарового руху зернового матеріалу по нерухомій похилій робочій поверхні.

шар зерна, рух частки, похила поверхня, коефіцієнти тертя, рівняння, сепарування

Нерухомі похилі поверхні є значно поширені в зерноочисних машинах і їх робочих органах для забезпечення необхідного руху зерна при його транспортуванні та переробці. Ефективність їх роботи завжди пов'язана з забезпеченням раціональних умов руху зерна на робочій поверхні, які залежать від багатьох факторів. Тому для інтенсифікації процесу сепарації на основі забезпечення оптимальних умов руху зерна на робочих поверхнях необхідно враховувати дію всіх основних факторів.

Відомі теоретичні дослідження руху зерна на нерухомій похилій поверхні [1, 2] базуються на аналізі умов руху ізольованої матеріальної частки, тобто без урахування впливу міжшарових сил, які в більшості випадках реально мають місце. Тому результати таких досліджень не завжди збігаються з закономірностями реального багат шарового руху і не дають відповіді на певні питання багат шарового руху, які виявлено експериментально [3]. Насамперед це стосується впливу на закономірності цього руху як кількості шарів зерна на робочій поверхні, так і величини співвідношення коефіцієнтів його внутрішнього та зовнішнього тертя.

Метою даної роботи було визначення закономірностей багат шарового руху зерна на нерухомій похилій поверхні з урахуванням впливу дії його міжшарових сил.

При розгляді даного питання зробимо наступні припущення:

- всі частки зернового матеріалу є однаковими за масою і розмірами;
- розміри часток зерна не враховуємо, а приймаємо за матеріальні точки;
- коефіцієнти зовнішнього тертя часток по похилій площині f_1 та внутрішнього тертя f_2 не залежать від швидкості руху і навантаження, тобто $f_1, f_2 = \varphi(v, Q) = const$;
- дія сил сусідніх часток, які знаходяться ліворуч, праворуч, попереду та позаду відносно тієї що розглядається взаємно врівноважуються, а їх сума рівна нулю.

На частку зерна нижнього (першого) шару, яка розглядається, діють (рис.1):

- сила власної ваги m_1g ;
- сила ваги верхніх шарів m_2g ;
- нормальна реакція нижньої частки внаслідок дії на неї верхньої N_2 ;
- сила внутрішнього тертя між частками нижнього та верхнього шарів F_2 ;
- нормальна реакція робочої поверхні, по якій рухається розглядувана частка N_1 ;
- сила тертя частки по робочій поверхні F_1 .

До відомих сил необхідно віднести силу ваги часток нижнього та верхніх шарів (відповідно m_1g та m_2g), реакцію N_2 та силу внутрішнього тертя F_2 .

Запишемо вирази визначення відомих сил:

$$N_2 = m_2 g \cos \alpha ;$$

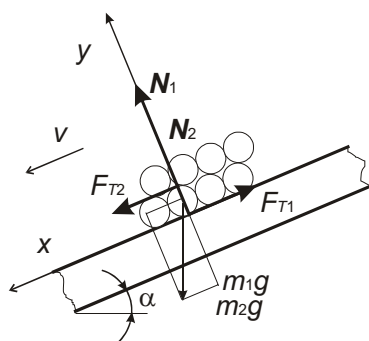


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на зернову частку при її русі по похилій шорсткій поверхні

$$F_2 = f_2 N_2 = f_2 m_2 g \cos \alpha ,$$

де f_2 – коефіцієнт внутрішнього тертя зернових часток;
 α – кут нахилу поверхні.

Знайдемо невідомі сили:

$$N_1 = f_1 (m_1 + m_2) \cos \alpha ;$$

$$F_1 = f_1 N_1 = f_1 (m_1 + m_2) \cos \alpha ,$$

де f_1 – коефіцієнт тертя зернових часток по похилій шорсткій поверхні.

Запишемо баланс сил, що діють на зернову частку нижнього ряду відносно осі

X:

$$m_1 g \sin \alpha + m_2 g \sin \alpha + f_2 m_2 g \cos \alpha - f_1 (m_1 + m_2) \cos \alpha - m_1 \frac{dV_1}{dt} = 0 . \quad (1)$$

З виразу (1) виведемо рівняння руху зернової частки нижнього ряду під дією зовнішніх сил:

$$m_1 \frac{dV_1}{dt} = m_1 g \sin \alpha + m_2 g \sin \alpha + f_2 m_2 g \cos \alpha - f_1 (m_1 + m_2) \cos \alpha . \quad (2)$$

Спростимо праву частину виразу

$$m_1 \frac{dV_1}{dt} = ((m_1 + m_2) \sin \alpha - [(m_1 + m_2) f_1 - m_2 f_2] \cos \alpha) \cdot g .$$

Розділимо тепер обидві частини на масу частки нижнього шару й отримаємо

$$dV_1 = g \left(\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \sin \alpha - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) f_1 - \frac{m_2}{m_1} f_2 \right] \cos \alpha \right) dt . \quad (3)$$

Після інтегрування цього виразу за часом та визначення константи інтегрування для початкової умови, що $V_0 \neq 0$, отримаємо остаточне рівняння для швидкості руху частки нижнього шару з урахуванням впливу на неї сил тертя і нормального тиску від часток верхнього шару

$$V_1 = V_0 + g t \left(\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \sin \alpha - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) f_1 - \frac{m_2}{m_1} f_2 \right] \cos \alpha \right) . \quad (4)$$

Аналіз отриманого рівняння (4) і відповідних графічних залежностей руху частки зерна для нижнього шару показує наступне.

Для зерна, що рухається тонким шаром товщиною в одне зерно, тобто коли число шарів $n=1$ та $m_2=0$, рівняння (4) матиме вигляд

$$V_{1(1)} = V_0 + gt(\sin \alpha - f_1 \cos \alpha). \quad (5)$$

Це рівняння повністю відповідає рівнянню руху для ізольованої матеріальної точки по похилій поверхні [1, 2], яке являється частковим випадком рівняння (4).

Для руху зерна з товщиною шару в два зерна, тобто для $n=2$ і при однаковій масі всіх часток в кожному шарі ($m_2=m_1$), в залежності від значень коефіцієнтів тертя зовнішнього f_1 та внутрішнього f_2 вираз (4) матиме вигляд:

– для умов, якщо коефіцієнти тертя різні, тобто $f_1 \neq f_2$

$$V_{1(2)} = V_0 + gt(2 \sin \alpha - (2f_1 - f_2) \cos \alpha); \quad (6)$$

– або якщо коефіцієнти тертя рівні за значенням, тобто $f_1=f_2$

$$V_{1(2)}' = V_0 + gt(2 \sin \alpha - f_1 \cos \alpha). \quad (7)$$

Для випадку руху зерна на робочій поверхні в три ряди ($n=3$, $m_2=2m_1$) вирази (6) та (7) набудуть наступного вигляду:

– при $f_1 \neq f_2$

$$V_{1(3)} = V_0 + gt(3 \sin \alpha - (3f_1 - 2f_2) \cos \alpha); \quad (8)$$

– при $f_1=f_2$

$$V_{1(3)}' = V_0 + gt(3 \sin \alpha - f_1 \cos \alpha). \quad (9)$$

Узагальнення окремих випадків (5)–(9) рівняння (4) при визначенні швидкості руху часток нижнього шару зерна при його багат шаровому русі на нерухомій похилій поверхні, в залежності від значень його коефіцієнтів тертя f_1 і f_2 та з урахуванням, що $m_2 = (n-1)m_1$, можна записати наступним чином:

– при $f_1 \neq f_2$

$$V_{1(n)} = V_0 \pm gt(n \sin \alpha - (nf_1 - (n-1)f_2) \cos \alpha); \quad (10)$$

– при $f_1=f_2$

$$V_{1(n)}' = V_0 + gt(n \sin \alpha - f_1 \cos \alpha). \quad (11)$$

Більш інформативною є залежність швидкості руху частки від шляху, який вона пройшла. Для цього виразимо з (10) значення часу

$$t = \frac{v_{1(n)} - v_0}{g(n \sin \alpha - (nf_1 - (n-1)f_2) \cos \alpha)}. \quad (12)$$

Проінтегрувавши (10) за часом та підставивши (12), після перетворень отримаємо наступний вираз:

$$v_{1(n)} = \sqrt{v_0^2 + 2 \cdot g \cdot S \cdot (n \sin \alpha - (nf_1 - (n-1)f_2) \cos \alpha)}. \quad (13)$$

Графічне зображення закономірностей руху зерна за одержаним рівнянням для різних умов представлено на рисунках 2–3.

Таким чином, на основі проведених нами теоретичних досліджень отримано наступні результати і висновки:

1) встановлено, що багат шаровий рух зерна на похилій робочій поверхні порівняно з одно шаровим має певні відмінності, які впливають на закономірності зміни їх швидкості і тому використання загально відомого рівняння (5) [1, 2] для визначення швидкості багат шарового руху зерна не завжди дає задовільних результатів;

2) багат шаровий рух порівняно з одно шаровим прискорює швидкість руху часток нижнього шару, при цьому чим більша кількість шарів на робочій поверхні, тим більша і їх швидкість;

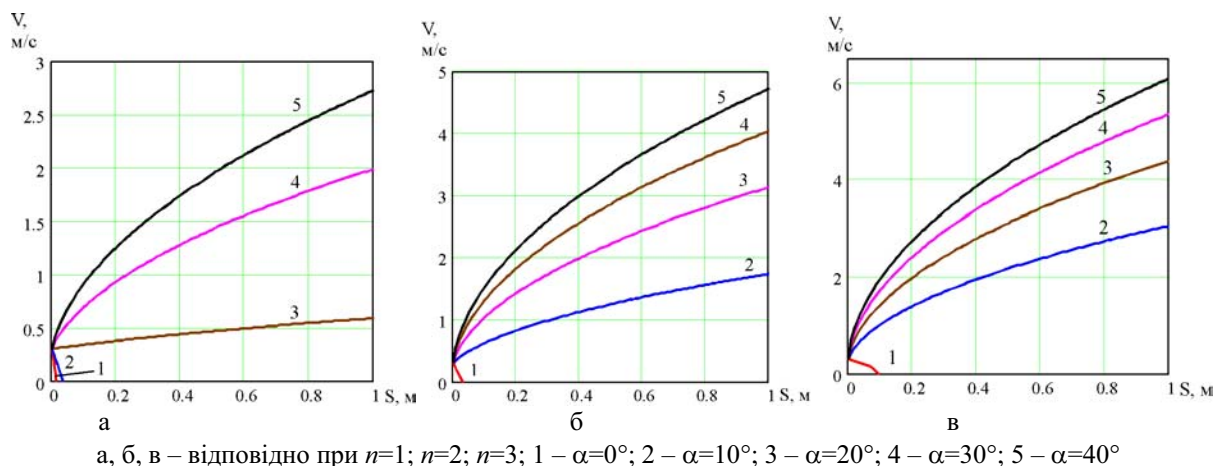


Рисунок 2 - Графіки залежностей швидкості руху часток нижнього шару при $f_1 < f_2$

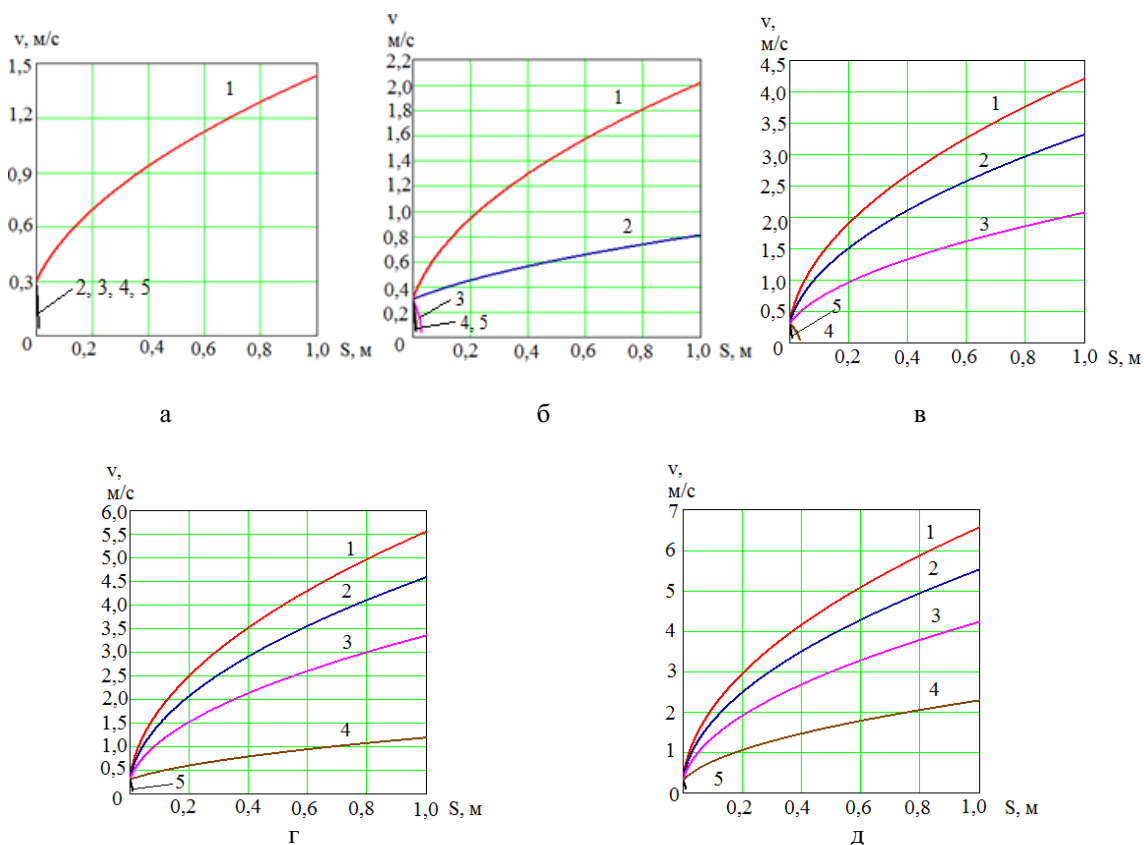


Рисунок 3 - Графіки зміни швидкості руху часток різних шарів

3) одношаровий рух зерна на нерухомій похилій поверхні являється окремим (частковим) випадком багатшарового і тому може визначатися за допомогою рівняння (4), яке за відсутності верхніх шарів ($m_2=0$, при $n=1$) перетворюється в рівняння (5);

4) на характер зміни швидкості часток зерна в нижньому шарі впливає величина співвідношення його коефіцієнтів внутрішнього і зовнішнього тертя, а саме в залежності від їх співвідношення зміна кількості шарів зерна на похилій робочій поверхні може збільшувати, зменшувати або не впливати на зміну їх швидкості.

Отримані нами результати аналітичних досліджень добре узгоджуються з даними експериментальних досліджень і дозволяють більш ефективно здійснювати обґрунтування параметрів відповідних робочих органів різних машин при їх проектуванні і розрахунку.

Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: УСХА, 1960. – 263 с.
2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики: Практ. пособие. – Киев: Изд-во УСХА, 1992. – 512 с.
3. Васильковский М.И. Повышение эффективности сепарации зерна на быстровращающемся цилиндрическом решете: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Кировоград, 1987. – 164 с.

С. Мороз, М. Васильковский, А. Васильковский, В. Гончаров

Анализ многослойного движения зерна по неподвижной наклонной рабочей поверхности

Статья посвящена анализу многослойного движения зернового материала по неподвижной шероховатой поверхности

S. Moroz, M. Vasilkovski, A. Vasilkovski, V. Gontsarov

Analysis of multi-grain movement on a stationary inclined work surface

The article is devoted to the analysis of motion of corn material in a lot of layers on an immobile rough surface.

Одержано 30.09.11

УДК 629.3.015.5

Б.М. Шифрин, доц., канд. техн. наук

Государственная летная академия Украины, Кировоград

Линейная модель колебаний подвески шасси пневмоколесной машины

Рассматриваются вынужденные колебания подвески шасси пневмоколесной машины (автомобиля, самолета и т.п.). Внешнее возбуждение обусловлено зависимостью нормальной реакции опорной поверхности от времени. Теоретически изучены вертикальные колебания и колебания в направлении оси пневмоколеса. Введено понятие критической скорости движения машины. Изготовлен стенд, с помощью которого наблюдались изучаемые колебания.
колебания, шасси, дисбаланс

В настоящей работе рассматриваются вертикальные колебания и колебания в направлении оси пневмоколеса подвески шасси пневмоколесной машины. Изучение актуально, поскольку способствует повышению безопасности движения и усталостной прочности машины.

Предположено, что пневмоколесо резко повернуто на немалый угол и в изучаемом диапазоне скоростей поперечная сила трения не зависит от углов увода. Такие участки зависимости силы трения от угла увода можно наблюдать на многих экспериментальных кривых при углах увода больших примерно десяти градусов [1, 2]. В нашем случае возбуждение колебаний (как вертикальных, так и поперечных) обусловлено неровностями дорожного профиля и/или статическим дисбалансом пневмоколеса. В работах [3, 4] рассматриваются колебания подвески шасси в направлении оси пневмоколеса при углах увода до десяти градусов, когда зависимость поперечной силы от углов увода нелинейная и монотонно возрастает.

Постановка задачи и математическая модель колебаний. На рис. 1 показан вид сверху на подвеску шасси пневмоколесной машины. Машина движется прямолинейно и равномерно со скоростью $\vec{V} = const$. Пневмоколесо повернуто на угол Δ_0 и удерживается от дальнейших поворотов, $\Delta_0 = const$. Ось координат OZ направлена по оси пневмоколеса. При смещениях пневмоколеса вдоль упомянутой оси возникают упругая сила $-c_z z$ и сила вязкого трения $-k_z (dz/dt)$, где t – время в секундах. Полагаем, что центр масс пневмоколеса C (черная точка на рисунке) не совпадает с точкой O , а движение происходит по дороге, имеющей неровности, рис. 2. Введем обозначения:

n – число масс, образующих статический дисбаланс;

m_{ei} – несбалансированная масса с номером i ;

m – масса пневмоколеса, исключая несбалансированные массы.

Запишем уравнение движения пневмоколеса в направлении оси OZ :

$$(m + m_\varepsilon) \frac{d^2 z}{dt^2} + c_z z + k_z \frac{dz}{dt} = -\mu_* N, \quad (1)$$

где $m_\varepsilon = \sum_{i=1}^n m_{\varepsilon i}, m_\varepsilon \ll m$;

$\mu_* = const$ – коэффициент трения;

N – нормальная нагрузка.

В правой части уравнения записана поперечная сила трения. Статический дисбаланс и неровности дороги обуславливают зависимость силы N от времени:

$$N = N(t) = G + \Delta N(t), \quad (2)$$

где $G = const$ – нормальная нагрузка при отсутствии дисбаланса и неровностей профиля дороги,

$\Delta N(t)$ – нормальная нагрузка, обусловленная дисбалансом и неровностями,

$$G = (m + m_\varepsilon + M)g,$$

где M – масса корпуса, приходящаяся на данную опору;

g – ускорение свободного падения.

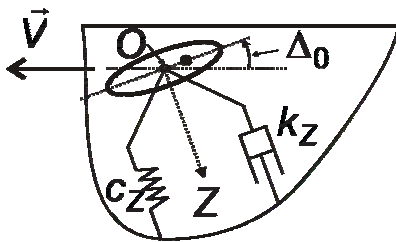


Рисунок 1 – Модель поперечных колебаний

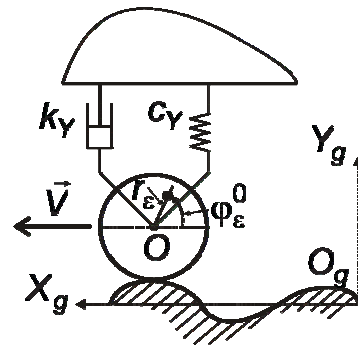


Рисунок 2 - Модель вертикальных колебаний

Конечной своей задачей считаем изучение обстоятельств, могущих привести к опасным колебаниям $z(t)$. Для теоретического решения этого вопроса нужно найти выражение $N(t)$. С этой целью рассмотрим вертикальные колебания подвески шасси (рис. 2), для чего запишем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} M \frac{d^2 Y}{dt^2} + k_y \left(\frac{dY}{dt} - \frac{dy_o}{dt} \right) + c_y (Y - y_o) = -Mg, \\ (m + m_\varepsilon) \frac{d^2 y_c}{dt^2} + k_y \left(\frac{dy_o}{dt} - \frac{dY}{dt} \right) + c (y_o - Y) = -(m + m_\varepsilon)g + N(t), \\ m y_o + \sum_{i=1}^n m_{\varepsilon i} r_{\varepsilon i} \sin(\omega_y t + \varphi_{\varepsilon i}^0) = (m + m_\varepsilon) y_c, \end{cases} \quad (3)$$

где $O_g X_g Y_g$ – неподвижные оси координат;

$Y(t)$ – вертикальные координаты корпуса;

$y_o(t), y_c(t)$ – вертикальные координаты точек O и C ;

k_y – коэффициент вязкого трения;

c_y – жесткость упругой связи;

r_{ei} – удаление от центра O несбалансированной массы с номером i ;

$\omega_y = V / R_n$, где R_n – радиус пневмоколеса;

φ_{ei}^0 – начальный фазовый угол i – той массы.

Уравнения (3) описывают вертикальные колебания (подпрыгивания) подвески шасси, если пневмоколесо несжимаемо и катится без продольного скольжения; уравнения нужно дополнить функцией $y_o(t)$. Первые два уравнения системы (3) являются уравнениями движения тел цепной структуры, третье – следует из теоремы Вариньона о центре параллельных сил. Расчетная схема рис. 2 часто применяется при изучении вертикальных колебаний автомобиля [5, 6].

При безотрывном движении несжимаемого пневмоколеса по «синусоидальным» неровностям имеем:

$$y_o(t) = h_o \sin(2\pi x / H_*) + R_n, x = Vt, \quad (4)$$

где h_o – высота горба неровности;

H_* – длина волны неровности.

Уравнения (3), (4) позволяют найти функции $Y(t), N(t), y_c(t)$.

Введем в рассмотрение эффективное удаление r_ε несбалансированной массы m_ε , ее начальный фазовый угол φ_ε^0 и опишем принимаемые далее ограничения постановки задачи.

Величины r_ε и φ_ε^0 удовлетворяют системе уравнений:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n m_{ei} r_{ei} \cos \varphi_{ei}^0 = m_\varepsilon r_\varepsilon \cos \varphi_\varepsilon^0 \\ \sum_{i=1}^n m_{ei} r_{ei} \sin \varphi_{ei}^0 = m_\varepsilon r_\varepsilon \sin \varphi_\varepsilon^0 \end{cases}.$$

Отсюда

$$r_\varepsilon = \frac{\sqrt{(\sum m_{ei} r_{ei} \cos \varphi_{ei}^0)^2 + (\sum m_{ei} r_{ei} \sin \varphi_{ei}^0)^2}}{m_\varepsilon} \quad \text{и} \quad \text{tg} \varphi_\varepsilon^0 = \frac{\sum m_{ei} r_{ei} \sin \varphi_{ei}^0}{\sum m_{ei} r_{ei} \cos \varphi_{ei}^0}.$$

Теперь сумму в третьем уравнении системы (3) можно записать как $m_\varepsilon r_\varepsilon \sin \omega_y t$.

Ограничимся специальным случаем:

$$2\pi V / H_* = \omega_y; \varphi_\varepsilon^0 = 0. \quad (5)$$

Из первого требования следует, что

$$H_* = 2\pi R_n \quad (6)$$

и поэтому требование (5.1) является требованием *специальной* длины волны неровностей дороги. При движении пневмоколесной машины с несбалансированным

пневмоколесом по неровностям «синусоидального» вида, имеющим специальную длину волны (6), возникают вынужденные подпрыгивания на частоте ω_Y .

Полученное решение для несжимаемого пневмоколеса будет использовано для учета влияния податливости шины при нагружении силой N .

Нормальная нагрузка на пневмоколесо. Из (3), (4) для случая (5), (6) получим:

$$\frac{\Delta N(t)}{h_0 M \omega_1^2} = S_s \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1}, \frac{m_\varepsilon}{m}, \frac{r_\varepsilon}{h_0}, \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \sin(\omega_Y t) + C_c \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1}, \frac{m_\varepsilon}{m}, \frac{r_\varepsilon}{h_0}, \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \cos(\omega_Y t), \quad (7)$$

где $\omega_1 = \sqrt{c_Y / M}$, $\omega_2 = k_Y / M$;

$$S_s = -\frac{m}{M} \cdot \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1} \right)^2 \left(1 + \frac{m_\varepsilon}{m} \cdot \frac{r_\varepsilon}{h_0} \right) + 1 - A_0 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1} \right), \quad C_c = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1} \right) (1 - A_0) - B_0;$$

$$A_0 = A_0 \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1}, \frac{\omega_2}{\omega_1} \right), \quad B_0 = B_0 \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1}, \frac{\omega_2}{\omega_1} \right);$$

$$A_0 \Delta = 1 - \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1} \right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_Y}{\omega_1} \right)^2; \quad B_0 \Delta = - \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1} \right)^3 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right);$$

$$\Delta = \Delta \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1}, \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) = \left[1 - \left(\frac{\omega_Y}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_Y}{\omega_1} \right)^2.$$

Амплитудное значение силы $\Delta N(t)$ обозначим $A_{\Delta N}$:

$$A_{\Delta N} = \sqrt{S_s^2 + C_c^2}.$$

Удовлетворимся выборочно назначенными базовыми значениями параметров задачи:

$$m / M = 0,05; r_\varepsilon / h_0 = 0,5; m_\varepsilon / m = 0,005.$$

На рис. 3 сплошной линией представлен график функции $A_{\Delta N}(\omega_Y / \omega_1)$; на этом же рисунке пунктиром показана парабола $A'_{\Delta N}(\omega_Y / \omega_1)$:

$$A'_{\Delta N} = (m / M) (\omega_Y / \omega_1)^2.$$

Как видим, при $\omega_Y > \omega_1$ выполняется условие $A_{\Delta N} \approx A'_{\Delta N}$. Всплеск сплошной линии отображает резонанс системы рис. 2. График рис. 3 будем рассматривать как базовый для оценки амплитуды периодической компоненты нормальной силы при качении несбалансированного пневмоколеса по специального вида неровностям дороги.

Применим полученный результат (7) для оценки влияния податливости шины, нагруженной силой N . По-прежнему будем полагать, что точка O движется по закону (4), но откажемся от рассмотрения величины h_o как высоты горба неровностей и сформулируем следующий вопрос: «При каком профиле дороги

$$y_*(t) = h_* \sin(2\pi x / H_* + \varphi_*), x = Vt \tag{8}$$

точка O будет двигаться по закону (4), если жесткость шины при нагрузке N не бесконечная, а равна c_Y^u ?»

Понятно, что (а) для ответа на вопрос определить следует лишь величины h_* , φ_* ; (б) нагрузка ΔN известна, она определяется зависимостью (7).

Обратимся к рис. 4 и запишем:

$$-c_Y^u [y_*(t) - (y_o(t) - R_n)] = \Delta N(t). \tag{9}$$

При $c_Y^u \rightarrow \infty$ получим $y_*(t) = y_o(t) - R_n$.

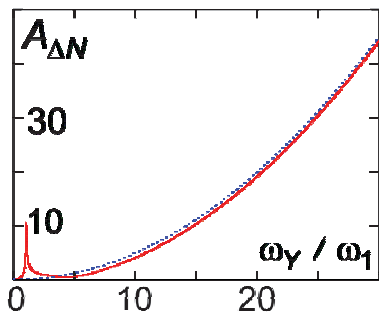


Рисунок 3 - Амплитуда зависящей от времени компоненты нормальной нагрузки

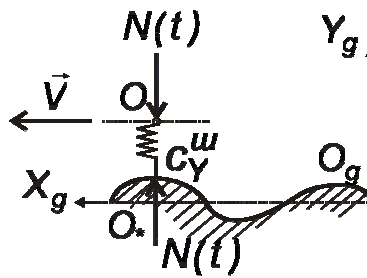


Рисунок 4 - Оценка влияния податливости шины. Расчетная схема

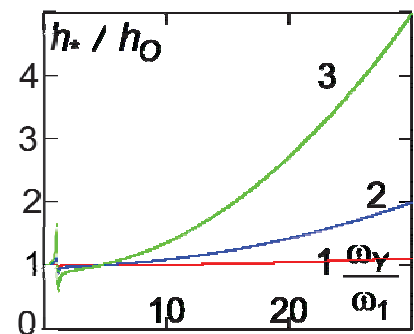


Рисунок 5 - Оценка влияния податливости шины. Результаты моделирования

Выражение (9) с учетом (7) быстро приводит к системе (10) относительно h_* , φ_* :

$$\begin{cases} (h_* / h_o) \cos \varphi_* = 1 - (c_Y / c_Y^u)^2 S_s, \\ (h_* / h_o) \sin \varphi_* = -(c_Y / c_Y^u)^2 C_c. \end{cases} \tag{10}$$

Отсюда

$$\frac{h_*}{h_o} = \sqrt{[1 - (\frac{c_Y}{c_Y^u})^2 S_s]^2 + [(\frac{c_Y}{c_Y^u})^2 C_c]^2} \quad \text{и} \quad \text{tg} \varphi_* = \frac{-(c_Y / c_Y^u)^2 C_c}{1 - (c_Y / c_Y^u)^2 S_s}.$$

Графики зависимостей $\frac{h_*}{h_o}(\frac{\omega_Y}{\omega_1})$ для базовых значений параметров задачи и разных отношений жесткостей c_Y / c_Y^u показаны на рис. 5. Линии 1, 2 и 3 построены для отношений жесткостей 0,05; 0,15 и 0,30, соответственно. Поскольку при построении рис. 5 исходили из того, что при заданном значении аргумента ω_Y / ω_1 и разных отношениях жесткостей нормальная нагрузка одна и та же, то, в итоге, результаты моделирования показывают, насколько большими должны быть горбы неровностей в случае более податливой шины. Обращает на себя внимание существенность влияния

податливості шини в зоні резонанса системи рис. 2. Заметим, в примере о колебаниях передней части легкового автомобиля [7] принято, что $c_Y / c_Y'' = 0,152$.

Угол φ_* равен нулю при отсутствии затухания, т. е. при $k_Y = 0$.

Поперечные колебания пневмоколеса. Вернемся к уравнению (1) и запишем его для рассмотренного в предыдущем параграфе случая:

$$(m + m_\epsilon) \frac{d^2 z}{dt^2} + c_z z + k_z \frac{dz}{dt} = -\mu_* [G + A_{\Delta N} \sin(\omega_Y t)] . \quad (11)$$

Для наблюдений колебаний подвески шасси самолета в направлении оси OZ (рис. 1) после поворота пневмоколеса выполнен специальный стенд, рис. 6. При его изготовлении не производилась балансировка колеса и диска, моделирующего взлетно-посадочную полосу. Верхний узел подвески выполнен по типу сферического шарнира; периферийная часть колеса представляет собой резиновый тор. *Колебания $z(t)$ после поворота пневмоколеса оказались существенными.*



Рисунок 6 - Стенд для наблюдений поперечных колебаний подвески шасси

При выполнении условия

$$\sqrt{c_z / m} = \omega_z = \omega_Y \quad (12)$$

в системе (11) будут наблюдаться резонансные колебания. Частота ω_y определяется скоростью движения машины. Скорость $V = V_{cr} = \omega_z R_n$ назовем критической и произведем ее оценку для реальных пневмоколесных машин.

С учетом результатов работ [8-10] на основе данных для автомобилей ВА3-2115 и самолетов Фоккер-28, Ту-134, Ан-24 приходим к выводу, что при заблокированном после поворота руле для передних опор шасси легковых автомобилей V_{cr} имеет порядок 80 км/ч, а для основных опор самолетов – 100 км/ч. (В последнем случае реализация больших углов увода происходит не из-за управляемого поворота, а при движении самолета с аэродинамическим скольжением). Укажем, что величины собственных частот ω_z управляемых пневмоколес зависят от жесткости рулевого управления и нагрузке на руле, а также от износа деталей подвески, затяжки резьбовых соединений и потому критическая скорость машины меняется в ходе ее эксплуатации и, более того, носит ситуационный характер.

Выводы и технические рекомендации.

В целом приходим к таким *выводам*:

1. С помощью математического и физического моделирования изучены вертикальные и поперечные (т. е. происходящие вдоль оси пневмоколеса) колебания подвески шасси, возникающие при больших углах увода при боковом скольжении пневмоколес. Такие колебания наблюдались на специально изготовленной мелкомасштабной модели пневмоколеса самолета. Математические модели построены в рамках линейной теории колебаний дискретных маломерных систем; с их помощью выяснены обстоятельства, при которых поперечная сила трения на пневмоколесе приводит к опасным колебаниям.

2. «Синусоидальные» неровности профиля дороги специальной длины волны и несбалансированность пневмоколеса являются факторами, возбуждающими подпрыгивания машины на частоте, определяемой скоростью ее движения. В работе для случая специальной длины волны выполнены оценки амплитуды периодической компоненты нормальной нагрузки на пневмоколесо с учетом податливости шины.

3. Существует критическая скорость движения пневмоколесной машины, при которой следует ожидать резонансных поперечных колебаний опор шасси; эта скорость имеет порядок 80...100 км/ч.

На основе результатов работы можно сформулировать такие *технические рекомендации*:

1. Учесть результаты работы при проектировании и эксплуатации пневмоколесных машин, покрытий автодорог и аэродромов, а также при разработке программ испытаний и расследовании причин автодорожных и летных происшествий.

2. В конструкциях подвесок опор шасси пневмоколесных машин наряду с демпфированием крутильной моды колебаний шимми предусмотреть специальное демпфирование интенсивных поперечно поступательных колебаний.

3. Исключить наличие «синусоидальных» неровностей дороги и взлетно-посадочной полосы с длиной волны специального вида (6); усилить контроль сбалансированности пневмоколес. (Принять к сведению, что причиной разбалансировки может являться температурный режим поверхности шины [9]).

4. Ввести в протоколы расследования автодорожных и летных происшествий пункт замера фактического дисбаланса пневмоколес. Обратить внимание, что поворот несбалансированного пневмоколеса на критической скорости, посадка самолета при упреждении на сильный боковой ветер могут сопровождаться интенсивной вибрацией опор шасси.

5. Уведомлять пилота и водителя о возможности опасных колебаний несбалансированных пневмоколес при больших углах увода.

Список литературы

1. Раджа, Н.В. Tyre and vehicle dynamics [Текст] /Н.В. Раджа. - Butterworth-Heinemann, 2006.- 642р.
2. Rill, G. Vehicle dynamics. Lecture notes [Текст] / G. Rill. - Hochschule Regensburg University of Applied Sciences, 2008. – 189 p.
3. Плахтиенко, Н.П. О поперечных колебаниях шасси самолета [Текст]/ Н.П. Плахтиенко, Б.М. Шифрин // Проблемы прочности.- 2002.- №6. - С.79-88.
4. Шифрин, Б.М. Совместное влияние нелинейностей трения и параметрических возбуждений на колебания пневмоколесных машин [Текст] /Б.М. Шифрин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 1/5 (37) 2009.- С.7-10.
5. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст]/ Я.Г. Пановко. – М.: Наука. 1974.- 240 с.
6. Кин Н. Тонг. Теория механических колебаний [Текст]/ Кин Н. Тонг. – М.: Машгиз. 1963. 351 с.
7. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний [Текст]/ В.Л. Бидерман. - М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
8. Алонсо, В. Ф. Совершенствование методики прочностного расчета элементов передней подвески автомобиля с АБС: – Колесные и гусеничные машины. Автореферат дис...кандидата техн. наук: 05.05.03[Текст]/Алонсо Владислав Фиделевич. - Волгоград – 2008. - 16 с.
9. Rudi, H. Problem solved! [Текст]/ H. Rudi// Aircraft Eng. – 1990. – Vol. 62, №12. - P. 2- 4.
10. Van der Valk R. An analysis of a civil main gear shimmy failure [Текст] / R. Van der Valk, Н.В. Раджа// Vehicle System Dynamics. – 1993. - Vol. 22. – P. 97- 121.

Б. Шифрин

Лінійна модель коливань підвіски шасі пневмоколісної машини

У статті розглядаються вимушені коливання підвіски шасі пневмоколісної машини (автомобіля, літака і тому подібне). Зовнішнє збудження обумовлене залежністю нормальної реакції опорної поверхні від часу. Теоретично вивчені вертикальні коливання і коливання у напрямі осі пневмоколеса. Введено поняття критичної швидкості руху машини. Виготовлений стенд, за допомогою якого спостерігалися коливання, що вивчалися.

B. Shifrin

Linear model of vibrations of undercarriage vehicle

The forced vibrations of pendant of undercarriage of пневмоколесной machine are examined in the article (car, airplane etc.). External excitation is conditioned dependence of normal reaction of underlayment on time. In theory vertical vibrations are studied and oscillation in the direction of ax of pneumatic wheel. The concept of stalling speed of motion of machine is entered. A stand which the studied vibrations were by is made.

Получено 19.09.11

УДК 621.7.073

Е.И. Чемерис, канд.техн. наук

Кировоградский институт регионального управления и экономики

Надёжность оператора-штамповщика при выполнении им операций контроля качества изделий и работы оборудования

В результате исследования данных наблюдения за работой операторов-штамповщиков в массовом производстве сложноконтурных тонколистовых изделий определены характеристики надёжности их работ и предложены рекомендации по их повышению.

надёжность, операторы-штамповщики, операции контроля качества

Введение. Работа оператора-штамповщика на современном автоматизированном прессовом оборудовании при выполнении им операций по изготовлению точных изделий в условиях массового их производства предъявляет повышенные требования к их профессиональной пригодности. К числу критериев надёжности операторов при выполнении ими заданных функций можно отнести умение выполнять операции контроля качества штампуемых изделий и состояния оборудования в процессе его работы.

К числу операций по определению контроля параметров качества изделий и работы оборудования могут быть отнесены:

- оценка точности размеров поверхностей конструктивных элементов изделия;
- оценка точности форм поверхностей изделия;
- оценка точности взаимного расположения поверхностей изделия;
- оценка физико-механических характеристик изделия;
- оценка точности работы оснастки и оборудования.

Оценка критериев надёжности работы оснастки (штампа) и оборудования (пресса) освещена в работе автора [1]. Определение критериев надёжности работы оператора как ведущего составляющего звена системы автоматизированного штамповочного комплекса, по мнению автора, освещена в соответствующей литературе недостаточно.

Цель работы. В данной работе рассматриваются методика определения характеристик надёжности оператора как составляющего звена СЧМ (системы человек-машина) в данной системе (оператор-пресс-оснастка) и рекомендации по её повышению.

Материал и результаты исследования.

Возможными понятиями функционирования оператора, как звена указанной СЧМ могут быть:

Работоспособность – состояние оператора, в котором он соответствует всем требованиям в отношении свойств, выполняющих его заданные функции.

Готовность – состояние оператора, в котором он готов к выполнению функций управления ним СЧМ.

Отказ – состояние оператора, при котором он не может выполнять свои функции из-за утраты трудоспособности.

Неустойчивый отказ – неправильное восприятие информации, принятие или реализация решения.

Устойчивый отказ – потеря работоспособности из-за утомления, травматизма, функциональных расстройств.

Отказ окончательный – необратимые изменения функционального состояния оператора.

Критерий надёжности – мера, с помощью которой устанавливается количественная оценка надёжности.

Характеристика надёжности – численное значение критерия из опытных данных, справедливое для конкретных условий.

Возможными критериями надёжности оператора могут быть [2]:

– вероятность отсутствия отказов в интервале времени $0-t$: $P(t)$ и вероятность отказа в этом интервале $Q(t)$, связанные соотношением

$$P(t) + Q(t) = 1; \quad (1)$$

– частота отказов в момент t : $\omega(t)$;

– интенсивность отказов в момент t : $\lambda(t)$;

– среднее время выполнения блока операций T_3 ;

– вероятность безошибочного выполнения блока операций P'_3 ;

– вероятность ошибочного выполнения блока операций P_3^o .

Из опыта работы операторов, учитывая равноценность указанных выполняемых ими операций, целесообразно использование двух критериев: среднее время выполнения блока операций T_3 и вероятность безошибочного выполнения блока операций P'_3 .

Уровнями обеспечения надёжности оператора в иерархической последовательности их важности могут быть следующие:

– уровень прогнозирования профессиональной пригодности;

– уровень обучения и тренировки оператора;

– уровень интеграции оператора с техникой;

– уровень количественных оценок надёжности СЧМ.

Характеристики надёжности работы оператора могут быть определены по формулам [2]:

1. Вероятность появления ошибок оператора в исследуемой операции в предположении отсутствия влияния совершения ошибок в предыдущих операциях:

$$Q(t) = C_m^k \cdot \beta^k (1 - \beta)^{m-k}, \quad (2)$$

где m – число появлений операции в эксперименте;

β – вероятность появления ошибок при однократном выполнении операции;

k – общее число ошибок в m операциях.

2. Частота отказов оператора при достаточно большом значении m :

$$\omega = \frac{k}{m}. \quad (3)$$

Интенсивность отказов оператора за время Δt :

$$\lambda_{(t)} = \frac{k_{(t)}}{m_{(t)}\Delta t}, \quad (4)$$

где $k_{(t)}$ – количество отказов оператора при общем количестве действий оператора $m_{(t)}$.

4. Вероятность отсутствия отказов оператора в интервале времени 0- t :

$$P_{(t)} = n_{(t)}/m_{(t)}, \quad (5)$$

где $n_{(t)}$ – количество правильно решённых задач оператором при общем количестве его действий $m_{(t)}$.

5. Особенности указанного выше блока пяти операций, выполняемого оператором, может быть отсутствие взаимного влияния ошибок, допущенных в ходе выполнения отдельных операций, и отсутствие необходимости в фиксированной последовательности выполнения этих операций. Отсюда весь блок этих операций может быть сведён к эквивалентному с такими характеристиками:

$$P'_3 = \prod_{i=1}^5 P'_i, \quad (6)$$

где P'_3 – вероятность безошибочного выполнения эквивалентного блока операций;

P'_i – вероятность безошибочного выполнения i -ой операции.

Вероятность ошибочного выполнения i -ой операции:

$$P_3^o = 1 - P'_3, \quad (7)$$

где P_3^o – вероятность ошибочного выполнения i -ой операции.

Математическим ожиданием и дисперсией времени выполнения эквивалентного блока операций будут:

$$\begin{cases} M(T_3) = \sum_{i=1}^5 M(T_i), \\ D(T_3) = \sum_{i=1}^5 D(T_i), \end{cases} \quad (8)$$

$$T_3 = \sum_{i=1}^5 T_i, \quad (9)$$

где T_3 – время выполнения эквивалентного блока операций; T_i – время выполнения i -ой операции; $M(T_3)$ – математическое ожидание времени выполнения эквивалентного блока операций; $D(T_3)$ – дисперсия времени выполнения эквивалентного блока операций.

Для предупреждения собственных отказов оператором может использоваться самоконтроль на этапах приёма, переработки и выдачи информации по каждой операции и по всему блоку операций.

В случае выполнения блока последовательных операций и общего самоконтроля всего блока:

$$P'_o = \frac{P'_o P_k^{11}}{1 - (P'_o P_k^{10} + P_o P_k^{00})}, \quad (10)$$

где P_k^{11} – вероятность признания при контроле правильного результата правильным;

P_k^{00} – вероятность признания ошибки ошибкой;

P_k^{10} – вероятность признания правильного результата ошибочным;

P'_o – вероятность безошибочного выполнения эквивалентного блока основных операций, $P'_o = \prod_{i=1}^n P'_i$;

P_o – вероятность ошибочного выполнения эквивалентного блока основных операций, $P_o = 1 - P'_o$.

Формулы (8) с учётом введения общего самоконтроля для всего блока будут:

$$M(T_o) = [M(T_o) + M(T_k)] M(L); \quad (11)$$

$$M(L) = \frac{1}{1 - (P'_o P_k^{10} + P_o P_k^{00})}; \quad (12)$$

$$D(T_o) = D(L) [M(T_o) + M(T_k)]^2 + [D(T_o) + D(T_k)] M(L); \quad (13)$$

$$D(L) = \frac{P'_o P_k^{10} + P_o P_k^{00}}{[1 - (P'_o P_k^{10} + P_o P_k^{00})]^2}; \quad (14)$$

$$M(T_o) = \sum_{i=1}^n M(T_i); \quad (15)$$

$$D(T_o) = \sum_{i=1}^n D(T_i), \quad (16)$$

где $M(T_k)$ и $D(T_k)$ – математическое ожидание времени контроля и его дисперсия.

Из наблюдений автора за работой операторов на предприятии по штамповке точных изделий (завод “Пуансон”, г. Знаменка) и анализа зависимостей (1)-(16) могут быть предложены следующие рекомендации по повышению надёжности выполнения ими операций контроля качества изделий и работы оборудования:

1. При повышенном количестве параметров контроля качества изделий и состояния работы оборудования информационную модель работы рассматриваемой

СЧМ оператору целесообразно представлять в виде совокупности показаний средств измерений при выполнении операций невысокой сложности.

2. Для выработки эффективных концептуальных моделей принятия решений операторами при регулировании СЧМ необходим достаточный уровень их подготовки – не менее 1-2 года обучения.

3. Для уменьшения числа ошибок и времени выполнения операций необходимо уменьшение их количества за счёт совмещения в каждой операции контроля минимум двух параметров качества, – из зависимостей (2), (3), (4), (5), (6), (7), (8), (9).

4. Для увеличения эффективности самоконтроля на этапах приёма, переработки и выдачи информации при принятии решений по каждой операции необходим достаточный опыт оператора по проведению однотипных операций, – из зависимостей (10), (11), (12), (13), (14), (15), (16).

Выводы. Из анализа характеристик надёжности работы операторов-штамповщиков в массовом производстве сложных и точных изделий предложены рекомендации по её повышению.

Список литературы

1. Чемерис Е.И. Об основных показателях надёжности прецизионных разделительных штампов с твёрдосплавными инструментами сложного контура и малого сечения // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2006. – №2-3. – С. 125-133.
2. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и её инженерные приложения. М.: Наука, 1991. – 384 с.
3. Хрестоматия по инженерной психологии. Душков Б.А., Ломов Б.Ф., Смирнов Б.А. – М.: Высшая школа, 1991. – 287 с.

Є. Чемерис

Надійність оператора-штампувальника при виконанні ним операцій контролю якості виробів і роботи устаткування

В результаті досліджень даних спостережень за роботою операторів-штампувальників у масовому виробництві складноконтурних тонколистових виробів визначені характеристики надійності їх роботи і запропоновані рекомендації по її підвищенню.

E. Chemeris

Reliability-pressman operator in carrying out operations and product quality control of equipment

As a result of research of information of experience of stamps' operators in popular production difficult outlined industrial goods the reference of their affectivity are deformed and recommendations from their rise are offered.

Одержано 15.10.11

УДК 621. 891. 631

О.В. Кузик, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Методи технічної реалізації модифікування композиційних олив накладанням електричного і магнітного полів та методики досліджень режимів тертя в сполученнях деталей

В статті розглянуто розроблені схеми технічної реалізації модифікування композиційних олив накладанням електричних та магнітних полів на установках для фізичного моделювання процесів тертя і зношування в трибосистемі "гільза циліндра – поршневе кільце", імітації реальних процесів на одноциліндровій установці двигуна. Наведені методики дослідження режимів тертя на зазначених установках за різними параметрами.

модифікована композиційна олива, електричне і магнітне поле, режим тертя, імітаційна фізична модель

Вступ. Проблема підвищення надійності дизелів сільськогосподарської та транспортної техніки подовженням ресурсу їх сполучень з часом не тільки не знижується, а навпаки неухильно зростає [1, 2]. Це пов'язане передусім з посилюванням режимів експлуатації машин і відсутністю у багатьох випадках розрахункових та експериментальних обґрунтувань процесів покращення якісних показників моторних олив та оптимізації режимів тертя [3, 4].

Зміна характеристик змащувального середовища модифікуванням речовиною та накладанням фізичних полів на деталі сполучень дизеля дає можливість подовжити ресурс та підвищити надійність трибосполучень і в деяких випадках відновити зношені робочі поверхні деталей формуванням антифрикційних покриттів [5].

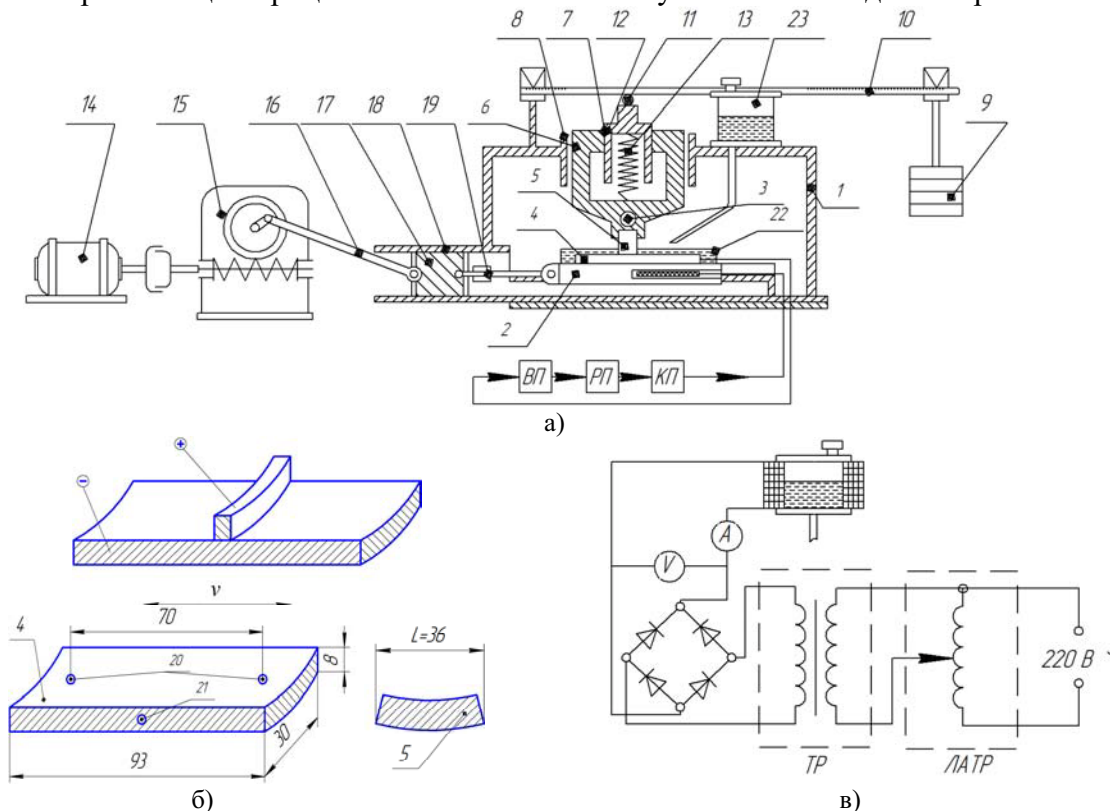
Не дивлячись на глибокі і ґрунтовні дослідження в області тертя і зношування різних трибосполучень дизелів [6 - 8] існує необхідність в розробці експериментальних методів комплексного модифікування олив присадками та фізичними полями з визначенням оптимальних режимів тертя.

Метою даної роботи є розробка методів технічної реалізації модифікування композиційної моторної оливи накладанням електричного і магнітного полів та методик дослідження режимів тертя в основних сполученнях дизелів.

Виклад основного матеріалу. При дослідженні триботехнічних характеристик сполучень зразків деталей ЦПГ в композиційному мастильному середовищі проблематичним є технічна реалізація накладання на них електричного і магнітного полів [9-11].

В даній роботі розроблені і реалізовані схеми подачі фізичних полів на модернізованій автоматизованій випробувальній (рис. 1) імітаційній фізичній моделі роботи основних сполучень ДВЗ (рис. 2) та одноциліндровій, виготовленій з однієї секції двигуна (рис. 3).

Автоматична випробувальна установка зразків гільз циліндрів і поршневих кілець складається з модернізованої 77МТ-1 машини тертя і системи автоматизованого управління для задання навантаження і фіксування результатів. Установка дозволяє змоделювати роботу трибосполучення "гільза циліндру-поршневе кільце" ДВЗ. Умови роботи сполучень зразків найбільш наближені до реальних (фізична модель). Модернізована установка дає можливість вивчати динаміку процесів тертя та зношування, визначати основні триботехнічні характеристики, а також виявляти раціональні режими цих процесів. Кінематична схема установки наведена на рис. 1.



а) модернізована машина тертя 77 МТ-1; б) зразки та схема накладання постійного електричного та в) магнітного поля; ВП – вимірювальні прилади; РП, КП – регулюючий та керуючий пристрої

Рисунок 1 - Кінематична схема установки для фізичного моделювання процесів тертя та зношування в трибосистемі "гільза циліндра - поршневе кільце"

Установка (рис. 1, а) складається з корпусу 1, пристрою для навантаження, ползків 2, печі 3, а також деталей, які забезпечують подачу оливи. Випробуваний зразок "гільза" 4 закріплюється на ползках, а зразок "кільце" 5 – у нижній частині стакану 6 пристрою для навантаження, разом вони знаходяться у оливній ванні 22, в яку подається крапельним способом модифікована олива 23. Штифт 7 не дає провертатись стакану навколо вертикальної осі і дозволяє, завдяки напрямним 8 корпусу, переміщуватись йому лише уздовж осі. Навантаження 9 важелем 10 передається через сталеву кульку 11 на верхню втулку 12, потім через пружину 13 на корпус стакану і "кільце".

Машина тертя 77МТ-1 приводиться в дію електродвигуном 14 за допомогою черв'ячного редуктора 15 і шатуна 16, що з'єднує редуктор зі штоком 17 вузла тертя. Напрямою для штоку і ползків є відрізок труби 18. Шток з'єднаний з ползками карданом 19.

В нижній частині стакану 6, де закріплюється зразок "поршневе кільце", є отвір для нагрівача 3. Заданий температурний режим тертя підтримується автоматично. Сигнал з мідно-константової (МК) термопари, яка встановлена в отворі під

поверхнею тертя "гільзи", подається на вимірювальні прилади (ВП) з регулюючим пристроєм (РП), який через керуючий пристрій (КП) здійснює вплив на подачу струму.

Випробування зразків в базовій та композиційних оливах здійснювали як у ванні для змащення, так і проточним способом. Відпрацьована олива стікала в ємність, розташовану в корпусі машини.

У порівнянні з іншими схемами машин тертя зі зворотно-поступальним рухом застосування повзуна в 77 МТ-1 з більшим числом ступенів свободи дозволяє прискорити припрацювання зразків. Крім того, знімання й повторне встановлення зразків проводили без додаткового припрацювання.

Випробовуванню підлягали зразки (рис. 1, б), вирізані з гільзи. Зразок "кільце" являє собою відрізок кільця довжиною 35...38 мм, а зразок "гільза" (рис. 1, б) – паралелепіпед з циліндричною верхньою гранню. У цьому зразку просвердлено два отвори 20 для кріплення до полозків і один отвір 21 для установки термомпари. Всі грані зразка "гільзи" плоскі, окрім верхньої, сполученої зі зразком "кільце".

При дослідженні процесів тертя і зношування зразків у композиційній оливі, модифікованої електричним полем, підводили постійний електричний струм (рис. 3, б): мінус подавали на зразок "гільза", плюс – на зразок "кільце". Схема модифікування композиційної оливи полем соленоїда наведена на рис. 1, в.

Режим зворотно-поступального руху зразків змінювали параметрами в межах: навантаження $p=1,0...16,0$ МПа; швидкість зразка "гільза" $v=0,5...10,0$ м/с; концентрація присадки $Cu_3(C_3H_5O_3)_2$ $\Delta=0,1...6,0\%$. Величину напруженості (E) постійного електричного поля змінювали в межах $(0,25...5,00) \cdot 10^6$ В/м, напруженості (H) магнітного поля - в межах $(10...90)$ кА/м. Знос зразків визначали зважуванням на аналітичних вагах WA-21 з точністю до 0,1 мг.

За результатами випробувань були отримані залежності триботехнічних характеристик від таких факторів: величин напруженостей електричного та магнітного полів; вмісту присадки в композиційній оливі; температури в зоні тертя; навантаження на трибосполучення зразків та швидкості їх відносного руху. Визначали величину зносу, тривалість припрацювання, залежність моменту тертя від перелічених факторів.

Поряд з лабораторними дослідженнями на машині тертя 77МТ-1 проводили випробування і на установці, що імітує реальні процеси, які спостерігаються при роботі основних сполучень ДВЗ. Модельна установка, загальний вид якої наведено на рис. 2, складається з поршневого компресора Forte FL - 24, оливної і пневматичної системи.



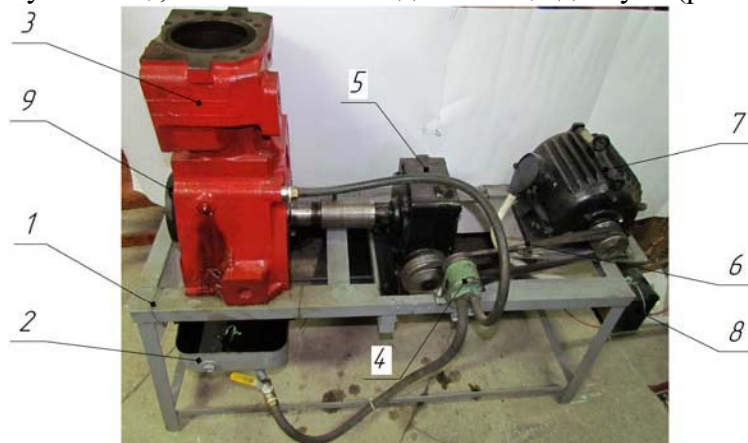
Рисунок 2 - Загальний вид експериментальної імітаційної фізичної моделі роботи основних сполучень ДВЗ

Засобом навантаження компресора служив ресивер, в якому завдяки редукційному клапану змінювали тиск повітря в діапазоні 1,0...5,0 МПа через проміжок інтервалу 1 МПа, протягом 50 хв. На сполучення "гільза циліндра – поршневе кільце" було наведено магнітне поле котушки, величину якого регулювали, змінюючи силу

струму, що подається на котушку (соленоїда).

Після кожного етапу випробувань компресор повністю розбирали. Деталі компресора ретельно промивали в бензині розчиннику марки "Галоша", просушували в сушильній шафі і витримували не менше 30 хв. в ексикаторі. Потім знімні деталі тертя зважували, на аналітичних вагах типу WA-21 з точністю до 0,1 мг, а також проводили мікрометраж.

Дослідження процесів тертя і зношування основних сполучень КШМ проводили і на одноциліндровій установці, виготовленій з однієї секції двигуна (рис. 3).



1 – рама; 2 – піддон з оливою; 3 – одноциліндровий відсік двигуна; 4 – оливний насос; 5 – редуктор; 6 – клинопосава передача; 7 – електродвигун з фазним ротором; 8 – пульт керування; 9 – манометр

Рисунок 3 - Одноциліндрова установка для вивчення процесів тертя і зношення основних сполучень КШМ

Частоту обертання колінчастого валу на одноциліндровій установці регулювали електродвигуном з фазним ротором зміною опору змінних реостатів в ланцюзі ротора.

Для подачі електричного струму використана підпружинна міднографітова щітка, й замикання через масу корпусу установки.

Силу струму в ланцюзі регулювали за допомогою лабораторного трансформатора (рис. 4).

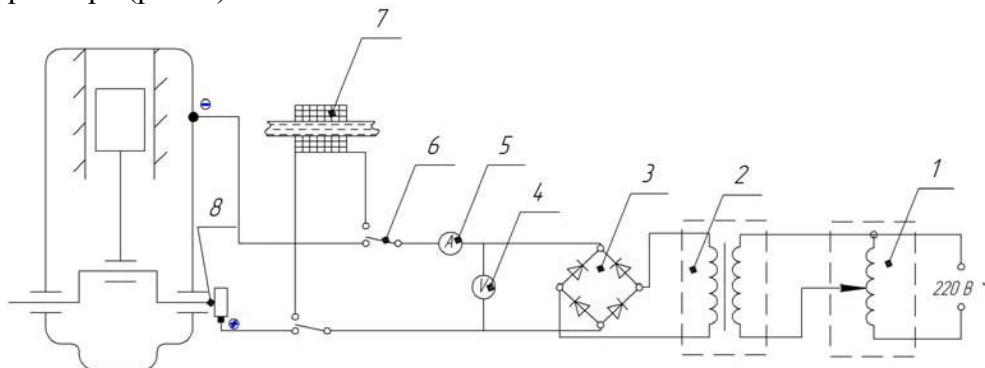


Рисунок 4 - Схема підключення джерела струму та модифікування композиційної оливи полем соленоїда

Струмові параметри контролювалися: напруга - приладом Щ4313, сила струму - амперметрами Д - 566, кл. 0.2; Э514 кл. 0.5.

На установці вивчали вплив модифікування моторної оливи присадкою і фізичним полем (електричне, магнітне) на частоту обертання колінчастого валу, режим тертя в модифікованій оливі, вплив силових характеристик електричного і магнітного полів властивості композиційної оливи, знос та розвиток площі плями контакту, зміну мікрогеометрія поверхонь тертя поршневих кілець та гільз циліндрів.

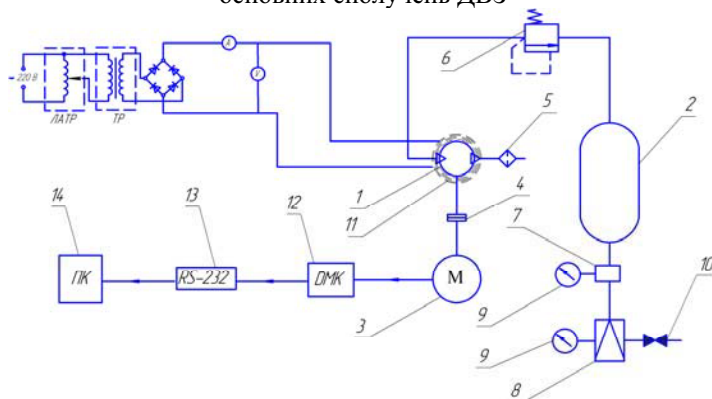
В роботі режими тертя досліджували за зміною різних параметрів, в залежності

від виду установки. Режими тертя на модернізованій машині 77 МТ-1 визначали за витратою потужності на тертя і зношування в зразках сполучення "гільза циліндрів – поршневе кільце". Споживану потужність електродвигуна постійного струму визначали за допомогою вимірювальної частини (рис. 4). В період припрацювання через кожні п'ять хвилин фіксували потужність і порівнювали її з потужністю в режимі без навантаження. Для визначення фізико-хімічного модифікуючого впливу на витрати потужності при терті і зношуванні проводили порівняльні випробування на зразках гільз циліндрів які мали мідне покриття і без нього, але хонінговані.

Для оцінки ефективності низькоенергетичної фізико-хімічної модифікаційної дії на моторну оливу та трибосполучення деталей компресора при зміні режимів тертя використано автоматизований випробувальний комплекс, загальний вид якого наведена на рис. 5, а принципова схема – на рис. 6.



Рисунок 5 - Загальний вид автоматичного випробувального комплексу дослідження роботи основних сполучень ДВЗ



1 - компресор, 2 – ресивер, 3 – електродвигун, 4 – вал приводу компресора; 5 – повітряний фільтр, 6 – зворотний клапан, 7 – перемикач тиску, 8 – редукційний клапан, 9 – манометр рідинний, 10 – вихідний клапан, 11 – соленоїд, 12 – аналого-цифровий перетворювач, 13 – інтерфейсний модуль, 14 – персональний комп'ютер

Рисунок 6 - Принципова схема автоматичного випробувального комплексу дослідження роботи основних сполучень на імітаційній фізичній моделі

При дослідженні механічних втрат в трибосполученнях і визначення режимів тертя в них використано універсальний вимірювальний прилад "цифровий мультиметр DMK-32", який призначений для вимірювання контролювання збереження і передачі на комп'ютер параметрів одно-, дво-, і три фазних мереж з нейтраллю і без неї. Прилад вимірює напругу, струм, потужність - активну - реактивну повну, коефіцієнта потужності $\cos \varphi$, частоту, гармоніки струму і напруги.

Для роботи програми дистанційного керування, ПК і DMK під'єднано через послідовний інтерфейс "Інтерфейс RS – 232". Інтерфейс RS - 232 - це стандартний комунікаційний порт в ПК і інших системах управління. Активування послідовного обміну, вивід інтерфейсу за допомогою кабелю звитої пари, здійснюється під'єднанням до інтерфейсу конвертора, дотримуючись полярність виводів А і В.

Зазначимо основні можливості програми дистанційного керування:

- графічно показувати на ПК виміри, що читаються з мультиметру, у формі "віртуальних" приладів (шаблони, смугові діаграми, дисплеї, лічильники і інше);
- періодично здійснювати вибірку набору вимірів, визначених користувачем і зберігати їх на диску в різних форматах (MS-Access, ASCII текст, MS - Excel);
- застосовувати порогову сигналізацію для вибраних вимірювань;
- відображати графік напруги і поточного вмісту гармонік, використовуючи дані ПБФ, підтримувані мультиметром.

Оскільки згідно аналізу робіт [12-14] виявлено, що перспективними методами дослідження триботехнічних характеристик поверхонь і режимів тертя є акустичні методи, фізична суть яких полягає в реєстрації і аналізу акустичної емісії з зони тертя.

В якості контрольованого параметру беруть амплітуду акустичного сигналу, квадрат якої пропорційний потужності акустичного випромінювання з зони тертя [12].

Метод акустичної емісії дозволяє реєструвати процес зношування пари тертя практично від моменту відділення одиничної частинки зносу до величини зносу за певний проміжок часу, а також режиму тертя за зміною амплітуди акустичного сигналу. Для цього використовується акустико-емісійний комплекс фірми Brüel & Kjær (рис. 7).



Рисунок 7 - Комплекс для виміру амплітуди акустичного сигналу

В якості датчика при цьому використовувався п'єзоелемент цієї ж фірми, який закріплювали на нерухомому зразку. Для переводу значень амплітуди акустичної емісії з зони тертя в значення інтенсивності зношування будували тарувальний графік.

При дослідженнях на зазначених установках, що мають сполучення деталей двигуна використана методика визначення характеристик зношування, розроблена в роботі [14]. Ця методика була адаптована для визначення режимів тертя та їх тривалості. Метод особливо ефективний, при проведенні тривалих випробувань на зношування і визначення режимів тертя. Реалізується непряма оцінка триботехнічних характеристик, але вона є дуже зручною, оскільки ілюструє усю динаміку процесів, що відбуваються на поверхнях тертя, особливо якщо врахувати високу чутливість.

Висновки. Проаналізовано процеси тертя і зношування сполучення "гільза циліндра – поршневе кільце" на запропонованих установках, розроблені схеми підведення електричного та магнітного полів, які дають можливість реалізувати процеси комплексного модифікування.

Оскільки під час модифікуючої дії фізичних полів змінюються якісні показники моторної оливи і режими тертя в сполученнях зразків і деталей, в роботі запропоновано методики їх дослідження за зміною характерних параметрів процесів тертя і зношування.

Список літератури

1. Мишин И.А. Долговечность двигателей / И.А. Мишин - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1976. - 288 с.
2. Аулін В.В. Підвищення експлуатаційної надійності машин шляхом модифікування моторної оливи / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Вісник Харківського нац. техн. університету сільського

- господарства / Вип. 100. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. – Харків. – 2010.-С.127-133.
3. Аулін В.В. Теоретичне обґрунтування зміни режимів тертя в циліндро-поршневій групі ДВЗ / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2010. - №3- С.46-54.
 4. Аулін В.В. Дослідження властивостей моторної оливи в процесі експлуатації дизелів / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машино-будування, автоматизація / – вип. 22 – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С.
 5. Погодаев Л.И., Материалы. Пары трения ДВС. Смазочные композиции. Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин, П.П. Дудко. С-Пб.: Академия транспорта Российской Федерации, 2001.-304 с.
 6. Путинцев С.В. Измерение сил и работы трения в ЦПГ ДВС (Обзор) / С.В. Путинцев // Двигателестроение. - 1991. - № 8-9. - С. 31-32.
 7. Путинцев С.В. Анализ режима трения деталей цилиндро-поршневой группы автомобильного дизеля / С.В. Путинцев // Известия вузов. Машиностроение. - 1999. - № 2-3. - С. 65-68.
 8. Семенов В.С. Режим смазки пары трения поршневое кольцо цилиндра втулка ДВС / В.С. Семенов // Двигателестроение. - 1991. - № 10-11. - С. 19-23.
 9. Кравец И.А., Ремонтная регенерация трибосистем. – Т.: Изд-во Бережанского агротехн. института, 2003. – 284 с.
 10. Повышение ресурса технических систем путем использования электрических и магнитных полей: Монография / Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысыков и др. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – 544с.
 11. Болотов, А.Н. Триботехника магнитопассивных опор скольжения: монография / А.Н. Болотов, В.Л. Хренов. Тверь: ТГТУ, 2008. 124 с.
 12. Акустические и электрические методы в триботехнике / [А. И. Свириденко, Н. К. Мышкин, Т. Ф. Калмыкова и др.]; Под ред. В. А. Белого – Мн. : Наука и техника, 1987. – 280 с.
 13. Березняков А.И., Стадниченко В.Н. О взаимосвязи характеристик акустического излучения поверхности трибосоприжения с трибологическими параметрами / А.И. Березняков, В.Н. Стадниченко // Трение и износ. – 1998. – Т.19, №3. – С. 312-317.
 14. Войтов В.А., Стадниченко В.Н., Борщ А.В. О некоторых закономерностях акустико-эмиссионного излучения пар трения в условиях граничной смазки / В.А. Войтов, В.Н. Стадниченко, А.В. Борщ В. кн.: Современные проблемы машиностроения. – Гомель : АН Республики Беларусь, 1996. – С. 94-98.

А.Кузык

Методи технічної реалізації модифікування композиційних масел наложением електричного і магнітного полів та методики досліджень режимів тертя в сопряженнях деталей

В статті розглянуті розроблені схеми технічної реалізації модифікування композиційних масел наложением електричних і магнітних полів на установках для фізичного моделювання процесів тертя і изнашивания в трибосистемі "гильза циліндра - поршневе кільце", імітації реальних процесів і одноциліндрової установці двигателя. Приведені методики дослідження режимів тертя на отмечених установках за різними параметрами.

A.Kuzyk

Methods of technical realization of retrofitting of composition butters imposition electric and magnetic the fields that methods of researches of the modes of friction in the interfaces of details

In the article the worked out charts of technical realization of retrofitting of composition butters imposition of the electric and magnetic fields are considered on fluidizers physical design of processes of friction and wear in a tribosystem "shell of cylinder is a piston-ring", to the imitation of the real processes and single-cylinder setting of engine. The brought methods over of research of the modes of friction on the noted options after different parameters.

Одержано 19.09.11

УДК 621.891:631.31

А.А. Тихий, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Методика дослідження та моделювання напружено-деформованого стану ґрунту при дії на нього робочих органів ґрунтообробних машин

В статті наведена розроблена методика дослідження напружено-деформованого стану ґрунту при дії на нього робочих органів ґрунтообробних машин. Проведено моделювання напружено-деформованого стану ґрунту при впливі на нього односторонньої лапи та щілинорізу.

ґрунт, напружено-деформований стан, робочий орган ґрунтообробної машини, стисливість ґрунту, тензодатчик, концентрація напружень, ізобарні зони

Одним з головних шляхів підвищення надійності робочих органів ґрунтообробних машин (РОГМ) є вивчення закономірностей тертя і зношування на основі сучасних досягнень науки і техніки [1-3].

Не дивлячись на істотні досягнення в цій важливій проблемі, основні закономірності зношування матеріалів РОГМ в ґрунтових середовищах залишаються ще недостатньо дослідженими. Особливу увагу слід звернути на закономірності взаємодії РО з ґрунтом, енергетичними характеристиками цієї взаємодії та зношувальну здатність ґрунтового середовища, враховуючі такі його характеристики, як механічний склад, щільність, вологість, фазовий склад, а також сукупність властивостей в залежності від пори року, погодних умов, попередньої обробки та інше.

РОГМ експлуатуються в абразивному ґрунтовому середовищі і інтенсивно зношуються, змінюючи свою форму і розміри. Все це свідчить про те, що надійність РОГМ в таких умовах у край не достатня. У зв'язку з цим дослідження, направлені на підвищення їх ресурсу, виходячи із характеру взаємодії РОГМ з ґрунтом, зміни стану поверхневих шарів РОГМ та напружено-деформованого стану (НДС) ґрунту є одним з методів управління формою і опором переміщення РОГМ та мають важливе значення для теорії і практики СГТ [4-6]. Розподіл напружень в ґрунті в процесі його обробки вивчений недостатньо, хоча виникаюча картина напружень, ліній ковзання ґрунтових часток і їх відривання має велике значення для пояснення способів обробки і отримання залежностей, що характеризують зміну об'ємної маси ґрунту від основних параметрів РОГМ і фізико-механічних властивостей ґрунту.

Метою даної роботи є розробка методики вимірювання та моделювання НДС ґрунту при дії на нього РОГМ.

Для відтворення силової картини дії РОГМ на ґрунтове середовище і дослідження при цьому його НДС була розроблена методика вимірювань розподілу ізобарних зон в горизонтальних та вертикальних площинах з використанням спеціальних тензодатчиків моделі LPX 5000 (рис. 1) з параметрами: робочий коефіцієнт передачі - 2 мВ/В; комбінована похибка - 0,1%; клас захисту - IP67; робочий температурний діапазон -30... +50°C; допустиме перевантаження - 150%; матеріал - нікельована сталь; максимальне навантаження - 50 кН.



Рисунок 1– Тензодатчик для вимірювання навантажень в ґрунтовому середовищі

В якості реєструючої апаратури використовували вимірювальний комплекс МІС 400D (рис.2), що призначений для перетворення різниці тисків в місцях розміщення тензодатчиків у ґрунтовому середовищі у вихідний уніфікований сигнал взаємної індуктивності з лінійною залежністю.



Рисунок 2–Вимірювальний комплекс МІС 400D

Вимірювальний комплекс дозволяє в режимі реального часу фіксувати дані вимірювання, що передаються на інтерфейс та проводити їх обробку. Синхронізація по часу роботи вимірювальних каналів тензодатчиків та фотоелементу здійснюється за допомогою модуля МЕ-020, який формує керуючі сигнали синхронізації комплексу МІС-400D. Після чого прив'язує вимірювальну інформацію до єдиної шкали часу.

Сутність методики досліджень НДС ґрунту при дії на нього РОГМ полягає в наступному. В ґрунтовий канал (рис. 3) перед РОГМ 1 на глибині його обробітку, на спеціальні тримачі 2 були встановлені три циліндричні тензодатчики 3. Початкова відстань від лінії фотоелементу до місця встановлення тензодатчиків рівна 0,1 м (рис. 3). Швидкість руху РОГМ приймали наближеною до реальної експлуатаційної швидкості.

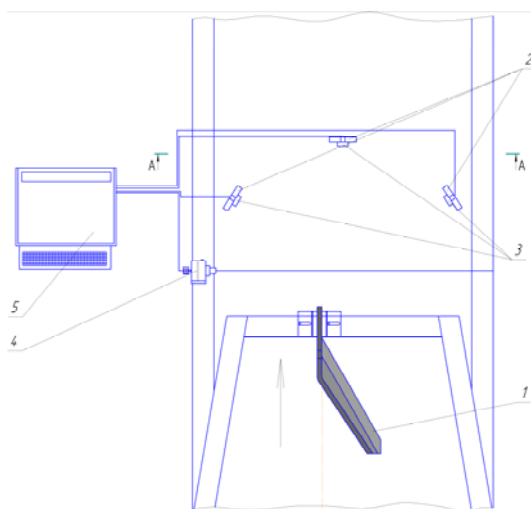


Рисунок 3– Схема роботи установки по визначенню НДС ґрунтового середовища

При проходженні РОГМ лінії, встановлений фотоелемент 4 подавав сигнал на комплекс і фіксувалось значення напруження в місцях ґрунту, де розташовано тензодатчики. Відстань від лінії фотоелементу до тензодатчиків змінювали через кожні 0,1 м. На визначених відстанях досліди повторювали три рази.

За отриманими даними на кожній фіксованій відстані будували ізобари розподілу напружень в даній горизонтальній площині, яка розташована на певній глибині h .

Використовуючи описану методику визначення НДС для однієї площини ґрунту, проводили аналогічні вимірювання, змінюючи глибину занурення датчиків через кожні 5 см: 0;5;10;15;20;25;30. За отриманими даними встановлювали залежність напруження в ґрунті від відстані розташування датчика до РЕ, або визначеної площинки робочої поверхні РОГМ, при незмінній глибині занурення датчиків, а також від глибини занурення датчика, що розташовується на певній відстані від РЕ або робочої поверхні РОГМ. Отримані дані дозволяють побудувати просторовий розподіл картини НДС під час взаємодії РОГМ з РЕ ґрунтом.

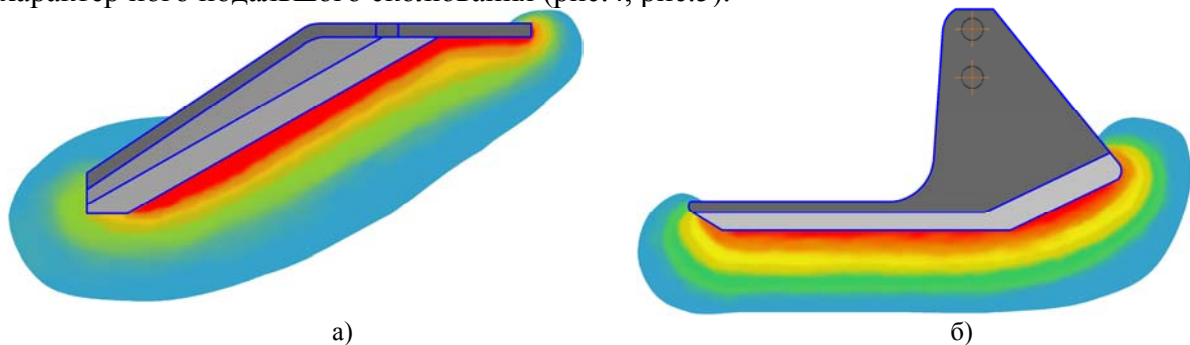
Розрахунок поля напружень в ґрунті в процесі взаємодії його з РОГМ визначали і методом кінцевих елементів на ПЕОМ [4,6].

Аналіз та розрахунок поля напружень і деформацій ґрунту, аналогічно як і робочих поверхонь РЕ РОГМ виконували за допомогою пакету COSMOSWorks інтегрованого в САD-систему SolidWorks згідно методики розробленої в роботі [2].

В даній роботі проведено моделювання розподілу напружень в ґрунті під час взаємодії РОГМ на прикладі односторонньої лапи і щілинорізу з ґрунтом і отримані якісні картини розподілу ізобарних зон в горизонтальних і вертикальних площинах перед РЕ РОГМ.

Враховуючи отриману інформацію про поля напружень і деформацію, будували їх розподіл вздовж осей координат та отримували картину розподілу ізобарних зон в горизонтальних та вертикальних площинах.

Картини розподілу ізобарних зон в різних площинах дають можливість виявити зони концентрації найбільшого напруження ґрунтового середовища та з'ясувати характер його подальшого сколювання (рис.4, рис.5).



а) напруження ґрунтового середовища перед РЕ односторонньої лапи у вертикальній площині; б) напруження ґрунтового середовища перед РЕ односторонньої лапи у горизонтальній площині

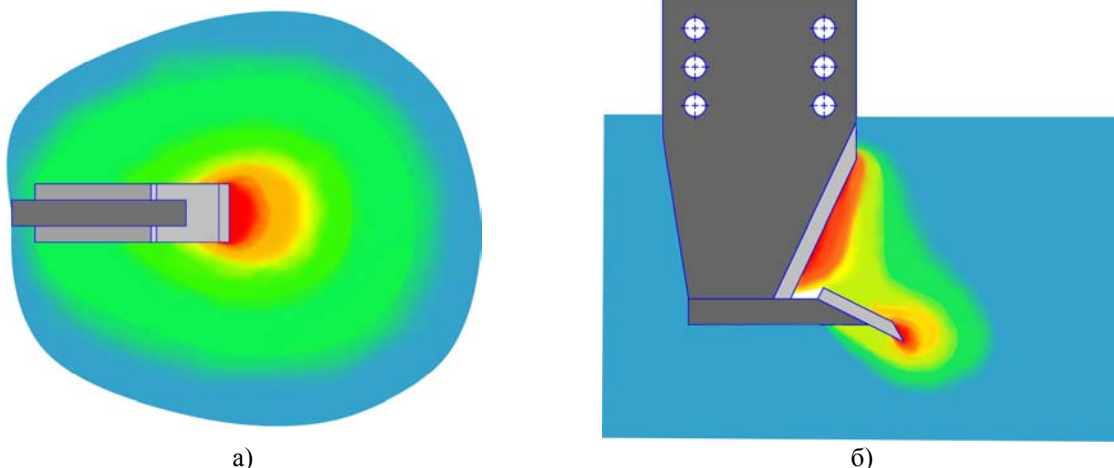
Рисунок 4 – Якісні картини розподілу ізобарних зон в горизонтальних і вертикальних площинах перед різальними частинами односторонньої лапи

Як видно з рис. 4. (а,б) найбільша концентрація напружень середовища приходить на носову частину та середину леза односторонньої лапи.

На відміну від взаємодії ґрунтового середовища з односторонньою лапою коли задіяний пласт ґрунту менший за товщиною, у випадку взаємодії ґрунту з щілинорізом товщина пласту ґрунту набагато більша (рис. 5. а,б).

Значна концентрація напружень приходить саме на зону дії долота щілинорізу, де відбувається сколювання пласту ґрунту. Після чого сколений пласт розрізається вертикальним

лезом, тому найбільше напруження приходить на його нижню частину. З наближенням до поверхні пласту ґрунту його напруження зменшується.



а) напруження ґрунтового середовища перед РЕ щілинорізу у вертикальній площині; б) напруження ґрунтового середовища перед РЕ щілинорізу у горизонтальній площині

Рисунок 5 – Якісні картини розподілу ізобарних зон в горизонтальних і вертикальних площинах перед різальними частинами щілинорізу

Отримані розподіли зон напружень в ґрунті перед РОГМ дають можливість проаналізувати характер взаємодії в трибосистемі "РОГМ - ґрунт", вплив його на процеси тертя і зношування РОГМ, зміну основних параметрів ґрунту та процес його руйнування.

Висновки.

Теоретичний аналіз поля напружень і деформацій ґрунту при його взаємодії з робочими органами ґрунтообробних машин, дав можливість розробити методику експериментальних досліджень напружень деформованого стану ґрунту. Розроблена також методика моделювання напружено-деформованого стану ґрунту та його розподілу ізобарних зон у горизонтальній та вертикальній площинах з використанням конкретних робочих органів: односторонньої лапи та щілинорізу.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Полное собрание сочинений/ В.П. Горячкин – М.: Колос, 1968. – Т.2.- 348с.
2. Сисолін П.В., Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. "Машини та обд. с.-г. вир-ва"/ За ред. М.І. Черновола. Кн1: машини для рільництва/ П.В.Сисолін, В.М. Сало, В.М.Кропивний. – К.: Урожай, 2001.- 384с.
3. Аулін В.В. Характер та інтенсивність зношування робочих органів ґрунтообробних машин/ В.В. Аулін, В.М. Бобрицький // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХДУ, 2004. – №2 – С.107-112
4. Черновол М.І., Напружений стан різальних елементів деталей ґрунтообробних машин в процесі взаємодії з абразивним середовищем/М.І Черновол, В.В. Аулін, В.М. Бобрицький// Вісник інженерної академії України. – 2007. – №3-4. – С. 256-261.
5. Аулін В.В. Фазовий склад ґрунтового середовища та його зношувальні властивості/ В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий// Международный научный журнал "Проблемы трибологии (Problems of Tribology)"Хмельницький. ХНУ, 2009. – №2 – С.91-99.С. 91-99
6. Аулін В.В. Характер зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час його взаємодії з робочим органом / В.В. Аулін М.І.Черновол, А.А. Тихий // Вісник інженерної академії України. – 2011. – №1. – С. 232-237.

А. Тихий

Методика исследования и моделирования напряжено – деформированного состояния грунта при действии на него рабочих органов почвообрабатывающих машин

В статье приведена разработанная методика исследования напряжено – деформированного состояния грунта при действии на него рабочих органов почвообрабатывающих машин. Проведено моделирование напряжено – деформированного состояния грунта при действии на него односторонней лапы и щелереза.

А. Тихий

Methods of research and design it is tense - the deformed state of soil at operating on him working organs of soil manufacturing machines

In the article the worked out methods over of research are brought it is tense - the deformed state of soil at operating on him working organs of soil manufacturing machines. A design is conducted it is tense - the deformed state of soil at operating on him one-sided paw and crack-slice.

Одержано 19.09.11

УДК 62-231:621.9.04

О.В. Пономаренко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою

Розроблено алгоритм та програма у середовищі Mathcad для графічної побудови робочого простору та визначення п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою об'єму.
паралельна кінематика, пентапод, робочий простір

Сільськогосподарське машинобудування вимагає використання сучасних високопродуктивних автоматизованих гнучких систем для виготовлення деталей і вузлів, до яких відноситься технологічне обладнання з ЧПУ на основі механізмів паралельної структури. Верстати, побудовані на основі паралельної кінематики, можуть представляти собою досить жорстку просторову ферму, а мала кількість з'єднань на шляху замикання сил призводить до менших деформацій і більш високої точності відтворення руху. Малі маси рухомих органів дозволяють досягти надвисоких швидкостей та прискорень, принципово недосяжних для традиційного обладнання.

При конструюванні верстату одним з основних критеріїв є габарит оброблюваної деталі, який визначає величину потрібного робочого простору. На відміну від технологічного обладнання традиційної компоновки, форма робочого простору технологічних машин з паралельними приводами представляє собою складну об'ємну фігуру [1]. Особливості робочого простору обладнання з паралельною кінематикою: неправильна геометрична форма; залежність від розміщення полюсу інструмента відносно шарнірних опор робочого органа; залежність від просторової орієнтації робочого органа.

А. Тихий

Методика исследования и моделирования напряжено – деформированного состояния грунта при действии на него рабочих органов почвообрабатывающих машин

В статье приведена разработанная методика исследования напряжено – деформированного состояния грунта при действии на него рабочих органов почвообрабатывающих машин. Проведено моделирование напряжено – деформированного состояния грунта при действии на него односторонней лапы и щелереза.

A. Tihiy

Methods of research and design it is tense - the deformed state of soil at operating on him working organs of soil manufacturing machines

In the article the worked out methods over of research are brought it is tense - the deformed state of soil at operating on him working organs of soil manufacturing machines. A design is conducted it is tense - the deformed state of soil at operating on him one-sided paw and crack-slice.

Одержано 19.09.11

УДК 62-231:621.9.04

О.В. Пономаренко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою

Розроблено алгоритм та програма у середовищі Mathcad для графічної побудови робочого простору та визначення п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою об'єму.
паралельна кінематика, пентапод, робочий простір

Сільськогосподарське машинобудування вимагає використання сучасних високопродуктивних автоматизованих гнучких систем для виготовлення деталей і вузлів, до яких відноситься технологічне обладнання з ЧПУ на основі механізмів паралельної структури. Верстати, побудовані на основі паралельної кінематики, можуть представляти собою досить жорстку просторову ферму, а мала кількість з'єднань на шляху замикання сил призводить до менших деформацій і більш високої точності відтворення руху. Малі маси рухомих органів дозволяють досягти надвисоких швидкостей та прискорень, принципово недосяжних для традиційного обладнання.

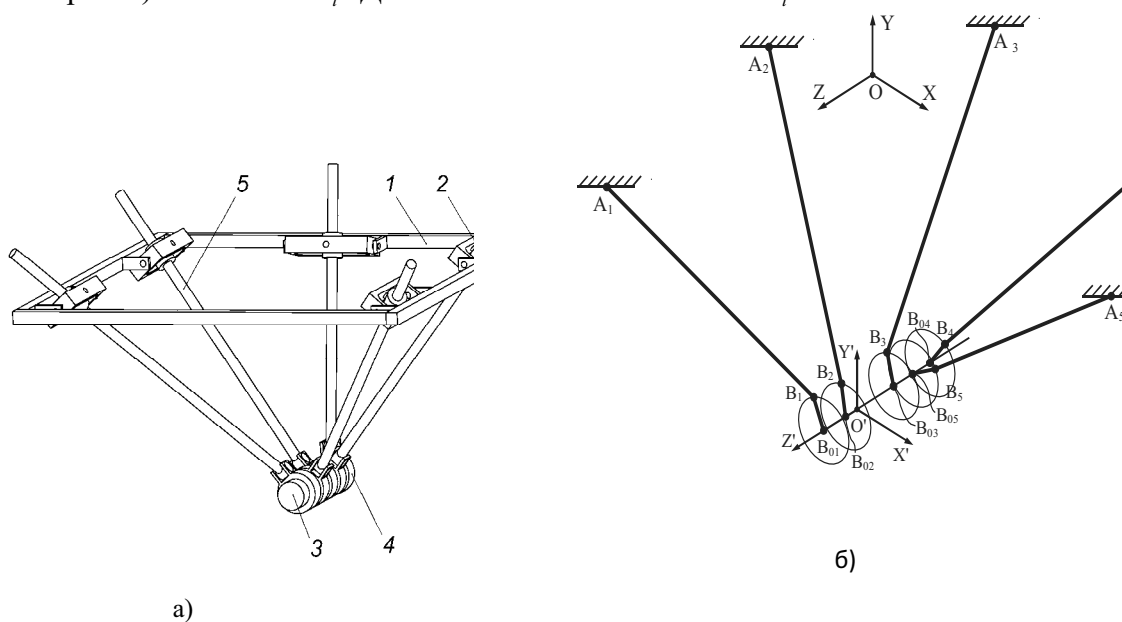
При конструюванні верстату одним з основних критеріїв є габарит оброблюваної деталі, який визначає величину потрібного робочого простору. На відміну від технологічного обладнання традиційної компоновки, форма робочого простору технологічних машин з паралельними приводами представляє собою складну об'ємну фігуру [1]. Особливості робочого простору обладнання з паралельною кінематикою: неправильна геометрична форма; залежність від розміщення полюсу інструмента відносно шарнірних опор робочого органа; залежність від просторової орієнтації робочого органа.

З відомих видів робочого простору [2] для верстатів з паралельною кінематикою найбільш важливими є робочий простір з постійною орієнтацією (руховий простір) [3] – усі можливі положення центру інструмента із заданою орієнтацією робочого органа, та сукупний орієнтаційний простір – усі положення центру інструмента, які можуть бути досягнуті з кутами орієнтації, що лежать у певних межах.

Значний інтерес для дослідження робочого простору представляють механізми з 5 ступенями вільності, зокрема механізм «пентапод» [2], у якому спеціальне розміщення шарнірних опор дозволяє обмежитись п'ятьма приводами з ланками змінної довжини і забезпечити широкі можливості орієнтації робочого органа.

П'ятикоординатний просторовий механізм паралельної структури «пентапод» (рис. 1а) складається з основи 1, на якій розміщено п'ять карданних підвісів 2, з штангами змінної довжини 5. Іншим кінцем кожна штанга прикріплена до робочого органа 3 через шарніри 4 таким чином, що вісь кожної штанги проходить через вісь робочого органа.

Розрахункова схема механізму „пентапод” зображена на рис. 1б. З основою механізму зв'язана абсолютна система координат з початком координат у точці O , а з робочим органом з'єднана відносна рухома система координат з початком у точці O' . Центри шарнірів основи розміщені в точках A_i , центри шарнірів рухомої платформи (робочого органа) – в точках B_i . Довжина штанг позначається l_i .



а) – конструкція; б) – розрахункова схема
Рисунок 1 – Механізм „пентапод”

Знаючи координати точок A_i та B_{0i} в системі координат робочого органа можна визначити довжину штанги $A_i B_i$ наступним чином

$$l_i = \sqrt{\left(\sqrt{x_{Ai}^2 + y_{Ai}^2} - r\right)^2 + \left(z_{Ai} - z_{Bi}\right)^2}, \quad (1)$$

де x_{Ai} , y_{Ai} , z_{Ai} - координати точки A_i ;

z_{Bi} - координата точки B_i ;

r - радіус точки B_i від точки B_{0i} .

У даній роботі було розглянуто визначення форми та розміру робочого простору і його залежності від конструктивних параметрів механізму.

Діапазон зміни довжини штанг для визначення робочого простору:

$$\rho_{\min} \leq \rho_i \leq \rho_{\max}, \quad (2)$$

де ρ_{\min}, ρ_{\max} – мінімальна та максимальна довжина штанги.

Для визначення об'єму робочого простору при заданому діапазоні зміни довжини штанг розроблено алгоритм (рис. 2). Таким чином, для визначення належності певної точки до робочого простору верстата необхідно для заданих координат точки розрахувати довжини ланок і перевірити, чи знаходяться вони у заданому діапазоні. Якщо розраховані довжини ланок відповідають допустимому діапазону зміни довжини, то задана точка належить до робочого простору.



Рисунок 2 – Алгоритм побудови робочого простору

У відповідності з алгоритмом (рис. 2) було розроблено програму в середовищі Mathcad для побудови графічного зображення робочого простору та визначення його об'єму. Принцип роботи програми наступний. Задаються межі інтервалів перевірки робочого простору по осям координат: від -1,25 м до 1,25 м по осям X та Y, від 0 до 1,25 м по осі Z. Задаються максимальні і мінімальні довжини штанг, кути просторової орієнтації робочого органа.

Результат роботи програми показано на рис. 3.

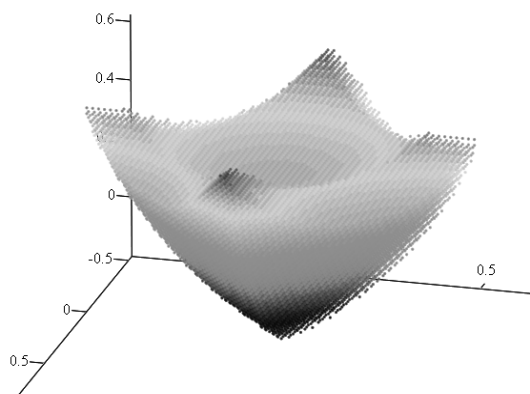


Рисунок 3 – Графічне зображення робочого простору пентапода

Із застосуванням розробленої програми визначено залежність робочого простору верстата з механізмом „пентапод” від мінімальної та максимальної можливої довжини штанг. Результати розрахунків зведені в таблиці 1. Залежність об’єму робочого простору від довжини ланок наведена на рис. 4.

Таблиця 1 – Графічне зображення робочого простору в залежності від довжини ланок

Максимальна довжина ланки, м	Мінімальна довжина ланки, м		
	0,25	0,5	0,75
1,5			
1,25			
0,75			

Залежність об’єму робочого простору (рис. 4) показує, що збільшення максимальної довжини ланок та зменшення мінімальної їх довжини дозволяє значно розширити робочий простір. Для досягнення об’єму 1 м^3 необхідно мінімальна довжина $0,5 \text{ м}$ та максимальна $1,5 \text{ м}$, або ж мінімальна $0,25 \text{ м}$ та максимальна $1,375 \text{ м}$.

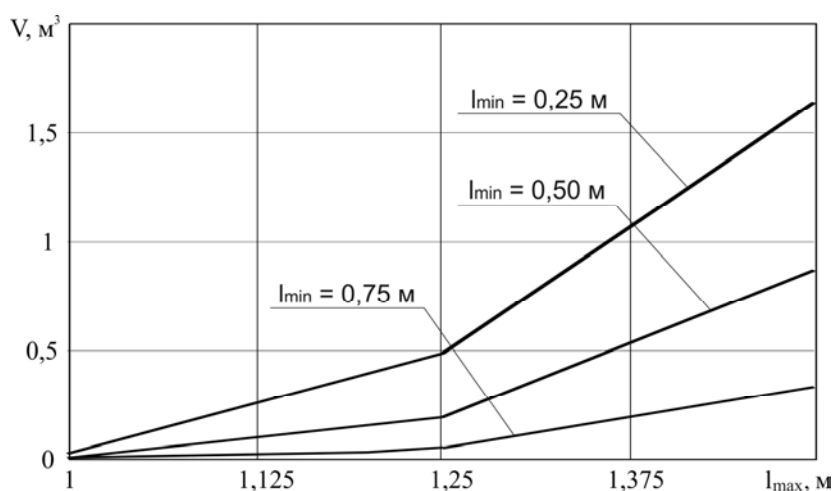


Рисунок 4 – Залежність об’єму робочого простору від максимальної довжини ланки.

Встановлено мінімальні і максимальні довжини кожної з штанг (табл. 2) для забезпечення переміщення у кубі із стороною $0,5 \text{ м}$ та центром у початку координат.

Таблиця 2 – Діапазони довжини штанг, м

№ штанги	Мінімальна довжина штанги l_{\min}	Максимальна довжина штанги l_{\max}
1	0,969	1,811
2	0,962	1,804
3	0,902	1,724
4	0,887	1,702
5	0,970	1,536

Таким чином, зміна довжини ланок від 0,9 до 1,8 м забезпечує робочий простір у вигляді куба з стороною 0,5 м.

Висновки:

1. Розроблено алгоритм для визначення об'єму робочого простору при заданому діапазоні змін довжин штанг та розроблено програму в середовищі Mathcad для побудови графічного зображення робочого простору та визначення його об'єму.

2. Об'єм робочого простору верстата з механізмом «пентапод» визначається геометричними параметрами механізму. Із збільшенням максимальної довжини та зменшенням мінімальної довжини ланки об'єм робочого простору значно зростає.

3. Визначено діапазони зміни довжини кінематичних ланок, які необхідні для можливості переміщення робочого органа у заданому робочому просторі у вигляді паралелепіпеда. Наприклад, для забезпечення робочого простору у вигляді куба з стороною 0,5 м діапазон зміни довжини штанг складає від 0,9 до 1,8 м.

4. Результати дослідження об'єму робочого простору від зміни довжини штанг дозволили окреслити напрямки подальших досліджень: визначення об'єму робочого простору в залежності від зміни положення шарнірів нерухомої основи, визначення особливих положень та орієнтаційного робочого простору.

Список літератури

1. Сулацкая Е.Ю., Петрова Л.Н. Моделирование рабочего пространства станка с параллельной кинематикой //Вестник ЮУрГ. – 2009. - №11. – С. 42-45.
2. Merlet J.-P. Parallel Robots. – Springer-Verlag New York Inc., 2006. – 394 p
3. Кириченко А.М. Геометрична побудова робочого простору обладнання з механізмами паралельної структури / А.М. Кириченко, В.Б. Струтинський // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 24, ч.І. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 216-222.

О. Пономаренко

Рабочее пространство пятикоординатного станка с параллельной структурой

Разработан алгоритм и программа в среде Mathcad для графического построения рабочего пространства и определения объема пятикоординатного станка с параллельной структурой.

О. Ponomarenko

Workspace of five-axis parallel manipulator

An algorithm is developed and the program is developed in Mathcad for the graphic construction of workspace and determination of his volume.

Одержано 18.10.11

УДК 631.115.61

О.Г.Собінов, ас.

Кіровоградський національний технічний університет

Автоматизація управління баштовими сушарками ТОВ «Астра»

У статті наведені технічні характеристики нової баштової сушарки фірми "Астра", досліджено методи та можливі напрямки автоматизації технологічного процесу сушіння зерна в баштовій сушарці. Запропоновано нову структуру автоматизованої системи сушіння зерна на основі програмованих логічних контролерів (PLC), розроблено та впроваджено у виробництво на її основі автоматизовану систему. Розроблена автоматизована система управління сушіння зерна вирішує завдання підвищення якості обробки зерна і зменшення накладних витрат при використанні технологічного процесу сушіння. **сушка зерна, баштова сушарка, технологічний процес сушіння зерна, автоматизована система управління, програмовані логічні контролери**

Близько 50% збіжжя, яке збирається на території України має підвищену вологість та потребує сушіння. Тільки після того як з свіжого збіжжя буде видалено весь надлишок вологи і воно буде доведено до сухого стану, можна розраховувати на довготривале зберігання і подальше використання продукту.

Сушіння зерна – складний, безперервний та енергоємний процес. Змінення технологічних параметрів сушіння (наприклад температурних режимів) впливає на його якісні параметри. Крім того на об'єктах переробки зернових кількість виконавчих механізмів та параметрів, що контролюються, неухильно зростає і оператор вже не в змозі самостійно керувати технологічними процесами завантаження, розвантаження, попередньої обробки і т.і..

З іншого боку зниження енергетичних витрат на сушіння зерна розглядається як найважливіша задача при розробці нових технологій сушіння та конструкцій зерносушарок. Впровадження нових або модернізація вже існуючих сушарок може вважатися достатньо ефективною, якщо досягнуто зниження питомих енерговитрат (при обов'язковому збереженні якості зерна).

У зв'язку з цим гостро постає питання комплексної автоматизації об'єктів переробки та зберігання зерна, як одиниці з його головних шляхів підвищення якості зерна, економії енергії, зменшення впливу людського фактору, підвищення продуктивності підприємства.

Яка ж автоматизація сушарок потрібна? Зрозуміло що, при розробці нових та модернізації існуючих автоматичних систем, треба орієнтуватися на досвід провідних вітчизняних та іноземних розробників як самих систем автоматизації сушарок так і розробників елементної бази для їх виготовлення. Також потрібно ввести в поняття автоматизації сушіння зерна деяке обмеження, тому, що повна автоматизація процесу сушіння (без участі оператора - на зразок верстатів з ЧПК), або зовсім неможлива або вкрай коштовна річ. Це обумовлено тим, що повна автоматизація вимагає обліку та об'єднання в одне ціле великої кількості закономірностей процесів та параметрів, що контролюються, а повна та адекватна модель сушіння зерна ще не створена і не буде створена в передбаченні строки.

На сьогодні поширеним є застосуванням напіваавтоматичних систем управління, принцип дії яких полягає у тому, що оператор виводить процес на оптимальний режим і передає управління автоматичі ("режим автопілота"), яка й буде підтримувати у подальшому процес на заданому режимі. Умови виведення режиму сушіння на "режим автопілота" залежить не в останню чергу від виду та конструктивних особливостей сушарки для якої буде розроблятися автоматична система управління.

Фірмою "Астра" розроблена серія баштових сушарок загальна конструкція яких представлено на рис.1.

Зерно в сушарку (рис.1) надходить зверху через напрямник потоку зерна (1) на даху. Під дією сили тяжіння зерно рухається по зернових колонам зверху вниз. У верхній частині сушарки зерно нагрівається від гарячого повітря, яке утворюється при згоранні палива в пальнику (17) і проходить через зернові колони під тиском, який утворює один або декілька вентиляторів (13 та 14).

Під час руху в гарячій зоні зерно нагрівається і позбавляється вологи. У зоні змішування (6) зерно із зовнішніх шарів міняється місцями з зерном внутрішніх шарів. Це сприяє рівномірному прогріванню зернової маси. Таким чином відбувається процес сушіння. Після гарячої зони зерно потрапляє в зону охолодження, яка визначається відкриттям люків (8, 9 та 10), яка відокремлена від гарячої зони спеціальними перегородками. Холодне повітря, що надходить в сушарку, проходить через шар теплої зерна, яке охолоджує його. При цьому саме повітря нагрівається, що допомагає заощадити паливо в порівнянні з традиційними сушарками.

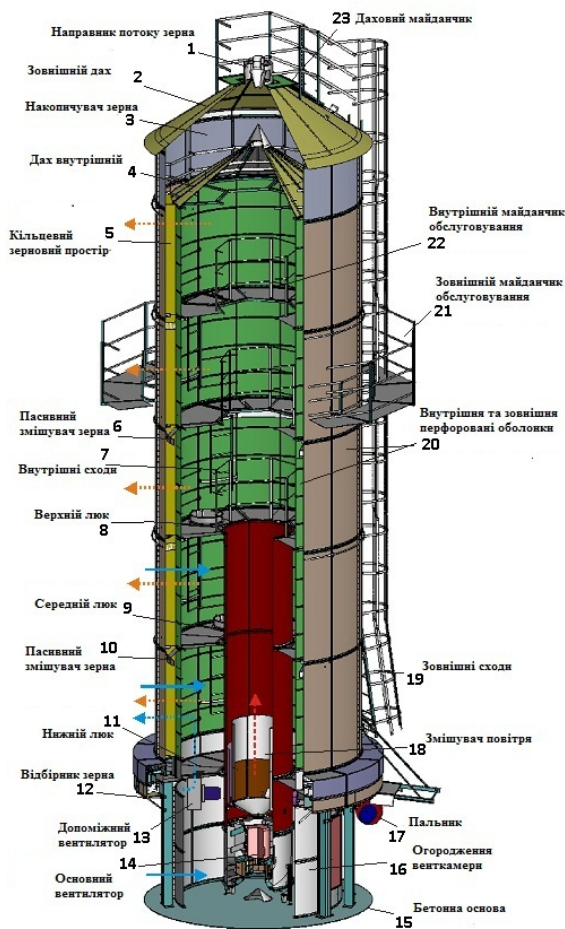


Рисунок 1 - Конструкція баштової сушарки фірми "Астра"

Вивантаження зерна із сушарки відбувається через дозуючий-розвантажувальний пристрій або відбірник зерна (12) карусельного типу.

Весь процес сушіння контролюється електронним блоком управління, який впливає на швидкість руху зерна і температуру внутрішнього повітря. Електронний блок управління постійно отримує дані з датчиків вхідної та вихідної вологості, внутрішньої і зовнішньої температури повітря, датчиків рівня зерна у зернових колонах і декількох датчиків температури гарячого і холодного зерна. На основі цих даних видаються команди завантажувальному і розвантажувальному пристроям, зовнішньої паливної автоматики і пальнику.

Пальник сушарки працює в дискретному режимі «мале полум'я» - «велике полум'я (10). Весь процес сушіння контролюється електронним блоком управління, який впливає на швидкість руху зерна і температуру внутрішнього повітря. Управління пальником залежить від температури повітря в сушарці та температури зерна.

На поведінку механізмів сушарки та конструктивних елементів, а звідси і дії автоматики, які пов'язані з проходженням гарячого (агента) та холодного повітря скрізь товщу зерна впливають також такі фактори як температура та вологість оточуючого повітря (кліматичний вплив) і відповідно вид і стан сировини, що обробляється (пшениця, соя, соняшник то що). Автоматична система повинна прийняти рішення про вибір структури сушіння згідно з рис.2.

При роботі в літній період актуальним є не тільки нагрів, а й охолодження зерна, і оскільки його температура при розвантаженні не повинна перевищувати навколишню температуру більше, ніж на 10°C . У цьому випадку застосовується режим 1, рис 2.а. Зовнішнє повітря всмоктується через зерновий шар нижніх рівнів, охолоджує його, відбираючи тепло і вологу, змішується з гарячим повітрям пальника і подається в верхні рівні нагріваючи зерно.

Якщо умови не вимагають інтенсивного охолодження зерна, доцільно перейти на режим 2, рис.2.б. При цьому поліпшуються умови нагріву зерна і можна збільшити швидкість його проходження через сушарку, зростає продуктивність. У цьому режимі може бути недостатньо повітря, що подається на вентилятор і потрібно зі сторони тиску вітру відкрити жалюзі (контроль за датчиком тиску).

При роботі з зерном(насінням) дуже забрудненим пилом або схильним до займання (наприклад насіння соняшнику) перевагу має режим 3, рис 2.в, при якому охолодження зерна проводиться на нижньому рівні під дією надлишкового тиску, який створюється всередині рівня допоміжним вентилятором. У режимі 3 рекуперації не відбувається, тому що повітря, відібравши у зерна тепло і вологу, йде назовні разом з пилом.

Для інтенсивної і високотемпературної сушки кукурудзи, особливо в холодну пору року, рекомендуються режими 4 і 5. У цьому випадку вся сушарка використовується тільки для нагрівання зерна з подальшим контрольованим охолодженням на складі або в ємності, що вентилюється.

Оскільки на люках встановлені кінцеві вимикачі, відкриття люків відображається на екрані монітора а також автоматично визначається порядок підключення датчиків вимірювання температури зернового шару.

Треба звернути увагу, що конструктивно сушарка є окремою одиницею у технологічному комплексі в якому виконується сушіння збіжжя. Зернопереробні підприємства або фермерські господарства, у більшості розуміють (або повинні розуміти), що вона вбудовується у деякий технологічний комплекс. Мінімальний склад такого комплексу може складатися з зерноочисного агрегату (ЗАВ), який завжди

присутній в середніх та малих господарствах, комплексу транспортерів, сепаратора аеродинамічної попереднього очищення зерна і т.д..

Для забезпечення ефективної та надійної роботи сушильного комплексу необхідно забезпечити наступне:

- зерно в сушарку має подаватися з буферного накопичувача (бункера або силосу), пов'язаного з завантажувальною норією сушарки безперервно. Якщо є можливість, цей бункер повинен бути вентиляльованим;
- норія подачі зерна в сушарку для забезпечення можливості автоматичного включення (відключення) подачі зерна норією по сигналу датчика рівня заповнення сушарки, повинна мати на вході дистанційно керований шибер;
- для забезпечення автоматичного перемикавання на циркуляційний (замкнутий) режим роботи на виході відвантажувальної норії повинен бути встановлений дистанційно керований шибер для поворотної подачі зерна в сушарку;
- зерно з сушарки має подаватися норією в відвантажувальний бункер або в сховище.

Як видно навіть з цього неповного опису принципу роботи систем автоматики? стає зрозумілим ствердження про складність розробки автоматичного комплексу, який міг би повністю урахувати не тільки фізико-математичні залежності а й логіку переміщення зерна при різних режимах сушіння, видах зерна, яке буде сушитися і вимог конкретного замовника до обладнання? яке буде встановлено як на саму сушарку? так і для її обслуговування.

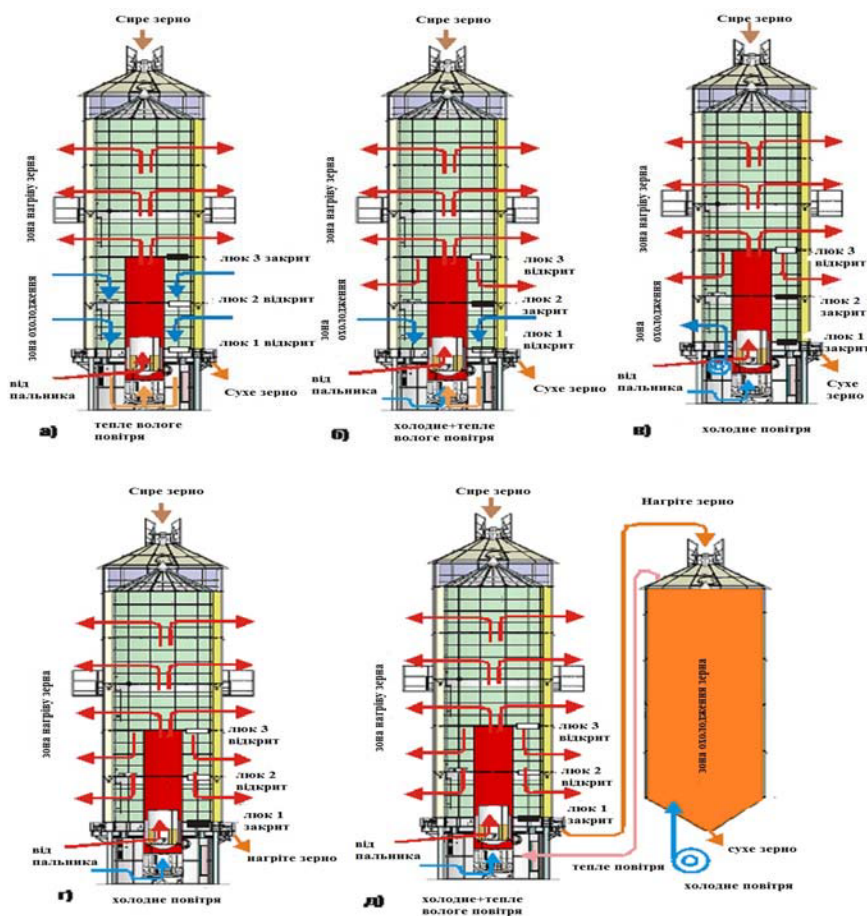


Рисунок 2 - Можливі технологічні режими сушіння зерна в баштових сушарках ООО "Астра"

Теоретично можна створити потужний автоматизовану систему, яка б урахувала всі можливі і неможливі алгоритми управління комплексом, але такий підхід є неперспективним. Інший підхід може полягати в розробці окремого автоматизованого комплексу під кожного замовника окремо. Завдання, в принципі, прийнятне. Таким чином, виконується більшість автоматичних систем, але треба відмітити, що модуль, який вище ми назвали «автопілотом», всі виробники залишають серійним, і в основному зосереджуються на підлаштуванні додаткових модулів автоматизації до вже існуючого.

Такий підхід до розробки автоматичних систем сушарок є не тільки не продуктивним, але не дозволяє гнучко змінити алгоритм при введенні нових фізико-математичних залежностей, які лежать не в прямій взаємодії між зерном та гарячим повітрям, а залежать від введення у процес додаткового обладнання або датчиків.

Якщо проаналізувати існуючі сушарки і їх системи автоматики, то можна стверджувати, що для всіх них застосовують в принципі однакові підходи при створенні автоматизованих систем. Різниця полягає лише в елементній базі, кількості і якості датчиків та рівня комп'ютеризації. Це, відповідно, відбивається на ціні і ніяким чином не на підвищенні ККД, економічності та продуктивності сушарок.

Тут присутні ще деякі фактори, які впливають на якість роботи автоматики, крім вказаних вище:

- будь яким процесом сушіння, на будь якій сушарці займається(керує) людина. Від його досвіду, власних спостережень, традицій і знань залежить якість і продуктивність більше ніж від якості автоматичної системи;

- складність автоматизованої системи неминуче “тягне” за собою зниження надійності;

- розробникам здається природним впровадження нових комп'ютерних технологій в сільськогосподарське виробництво, але практика доводить, що знайти оператора для обслуговування сушарки можна лише в великих господарствах, які розташовані недалеко від міст, і в основному це мають бути відносно молоді люди. При цьому треба зважати на те, що робота оператора є сезонною.

Здійснивши попередній аналіз систем автоматики, які застосовуються на провідних аналогах як вітчизняних так і закордонних виробників, розробники фірми “Астра” спочатку зупинилися на чотирьох можливих варіантах автоматизації башенних сушарок:

- закупівля готового обладнання;
- створення власної автоматичної системи на базі сучасних ARM (Advanced RISC Machine, Acorn RISC Machine, удосконалена RISC-машина) - сімейство ліцензуємих 32-бітних мікропроцесорних ядер розробки компанії ARM Limited);
- створення власної системи на базі одного з популярних мікропроцесорів AVR, PIC або MC51 або їх аналогів;
- створення автоматизованої системи на основі PLC(Programmable Logic Controller- електронна складова промислового контролера, спеціалізованого (комп'ютеризованого) пристрою, що використовується для автоматизації технологічних процесів.

Кожен з варіантів, як завжди, мав свої переваги та недоліки. Придбання системи стороннього розробника тягне за собою велику кількість запитань пов'язаних з програмним забезпеченням, якщо воно є налаштуванням елементів на відповідну математичну модель або прийняття апіорі математичної моделі і всіх принципів вкладених сторонніми розробниками, покладаючись на їх авторитет. Немалим фактором, який стає питомим, це ціна і подальше обслуговування. Таким чином, перший варіант відійшов майже природно.

Два інші варіанти, при всій своїй природності є неприйнятним по строкам впровадження – виготовлення механічних частин випереджає строки розробки електронних і складність переробок, пов'язаних з бажаннями замовників, і встановленням додаткових елементів комплексу, приводять до безперервних перепроєктувань.

Аналіз показав, що найбільш сприятливим та економічним є останній варіант але з деякими особливостями. Потрібно вказати, що в деяких випадках, коли сушильний комплекс використовується в умовах малого и середнього фермерського господарства в якому відсутні потужності для зберігання і попередньої обробки збіжжя, застосування PLC найкращій з нашої точки зору засіб отримання автоматизованої системи управління процесом сушіння. При будь якій відмові блоків ремонт та заміна відбувається в терміни, які залежать лише від швидкості з якою можна дістатися до місця розташування сушарки. Але простота такого набору модулів PLC (наприклад регулятори фірми "ОВЕН") дозволяють виконувати примітивне регулювання за П, ПІ та ПІД законами без урахування складних фізико-математичних законів теорії сушіння, що приводить до деякої непродуктивності процесу але є більш прийнятним економічно у цьому випадку. Також, підкоряючись вимогам часу, замовники хочуть мати відповідний комп'ютерний комплекс з можливостями, які він може надати:

- графічну візуалізацію процесу(у вигляді динамічних графіків поточного процесу);
- можливість аналізу проведеного процесу(база даних параметрів виконаного процесу);
- простоту вибору потрібного у даний час режиму, виходячі з теоретичних та практичних даних, які закладені в алгоритми управління.

У цьому випадку потрібно вирішити наступну дилему – отримати економічно прийнятну автоматизовану систему, яку можна швидко налаштувати під вимоги замовника; змінювати відповідно до доповнень і уточнень математичної моделі, яка будується на аналізі нових алгоритмів і реально виконаних технологічних процесів на даному обладнанні; застосовувати при подальшому впровадженні більш сучасні елементи різних виробників, а також використовувати при низькому рівні кваліфікації оператора за рахунок дружнього інтерфейсу.

Поставлену задачу вирішено наступним чином – елементи автоматизованої системи згруповано по призначенню і поділено на чотири состави групи - взаємно незалежних блоки, кожен з яких має свою незалежну внутрішню логіку, але яка підкоряється вирішенню загальної задачі - принцип ООП(об'єктна орієнтоване проектування):

- блок контролю за кінцевими вимикачами різного призначення (БКК);
- блок контролю за датчиками різного призначення (БКД);
- блок управління силовими пристроями сушарки (БУСП);
- блок пульта управління оператора (БПУО).

Таким чином, кожен з блоків може бути виконаний окремо і зв'язаний з іншими за загально прийнятим для конкретного випадка інтерфейсом.

Розглянемо подальший розвиток впровадження автоматизованої системи управління баштовою сушаркою на прикладі застосування PLC фірми "ОВЕН".

Для реалізації конкретної системи було запропоновано, згідно з технічним завданням, використати наступні блоки:

- модуль дискретного введення/виведення ОВЕН МДВВ (рис 3);
- універсальний вимірювач-регулятор восьмиканальний ОВЕН ТРМ 138 (рис.4);
- вимірювач-регулятор одноканальний з RS-485 ОВЕН ТРМ 201(рис.5).

Для забезпечення зв'язку між модулями ОВЕН та пристроєм верхнього рівня прийнято автоматичний перетворювач інтерфейсів RS-232/RS-485 ОВЕН АС3-М .



Рисунок 3- Модуль дискретного введення/виведення МДВВ



Рисунок 4 -Універсальний вимірювач-регулятор температури, тиску восьмиканальний ОВЕН ТРМ 138



-Рисунок 5 Вимірювач-регулятор одно каналний з RS-485 ОВЕН ТРМ201

Для забезпечення загального управління, складних логіко-математичних обрахунків, запису поточних даних і забезпечення оператора сучасним графічним інтерфесом вибрано відносно дешеvu модель ПЕОМ – тонкий клієнт Neoware 50.

Запропонована структура дозволяє швидко здійснювати перелаштування всієї автоматизованої системи виходячі з конкретного проектного завдання та вимог замовника, додаючи або видаляючи окремі пристрої PLC з/у потрібний системний модуль. Таким чином, досягається універсальність при розробці автоматизованих систем і зберігається можливість удосконалення і модернізації при заміні деяких складових на більш сучасні, з збереженням без змін загальної ідеї побудови автоматизованої системи управління баштовою сушаркою (АСУ БШ) (рис.6)

Окремо зупинимося на програмному забезпеченні, яке встановлено на ПК. За звичай впровадження PLC модулів вимагає застосування SCADA систем, які й забезпечують програмування PLC модулів, створення інтерфейсу користувача, ведення БД і т.і.. У свою чергу, застосування SCADA вимагає застосування потужних і, звідси, коштовних комп'ютерних засобів – ПЕОМ промислового призначення з відповідним ліцензійним ПЗ.

На сьогодні розробники відмовилися від коштовних ліцензійних продуктів від Microsoft та систем SCADA на користь безкоштовного сімейства Linux і засобів програмування GNU gcc, засобів візуального програмування Qt Creator. На базі цих засобів розроблено програму автоматичного управління з сучасним графічним інтерфейсом (рис.7).

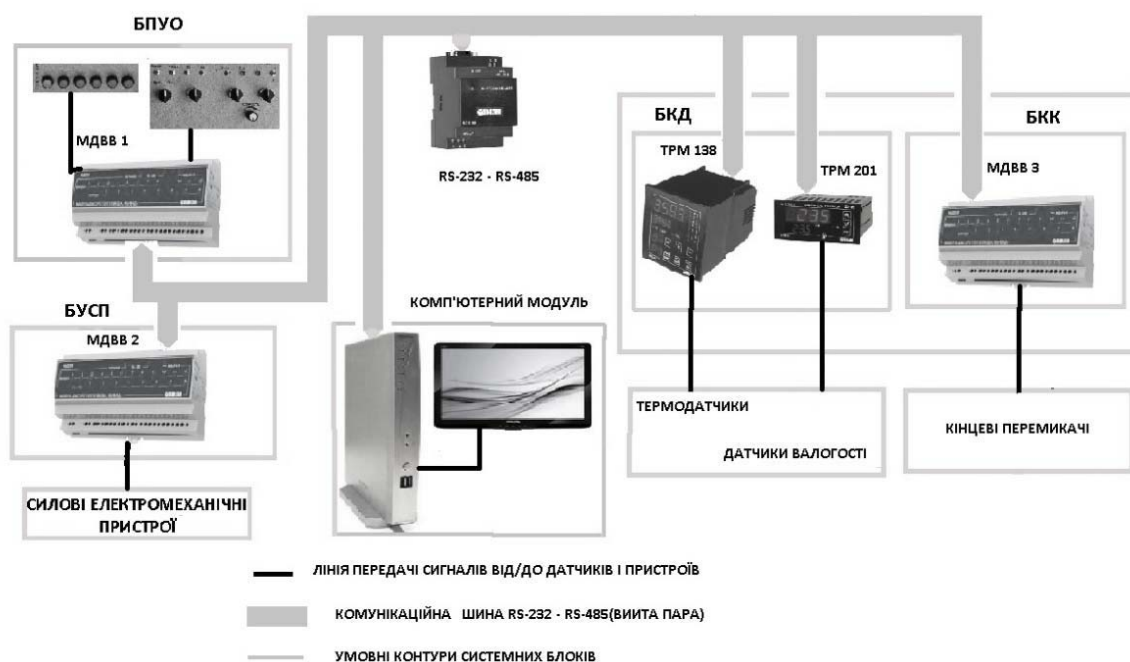


Рисунок 6 - Структурна схема автоматизованої системи управління баштовою сушаркою фірми "Астра"

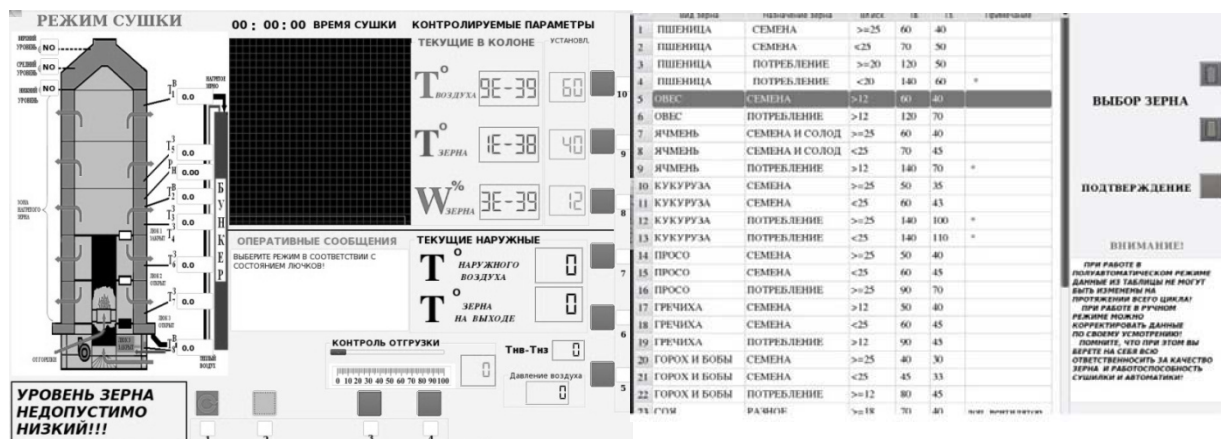


Рисунок 7 – Деякі Screenshot інтерфейсу користувача (оператора) автоматизованої системи сушки зерна

У результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблено нову модульну структуру для автоматизованого управління баштовою сушаркою та створено гнучку систему автоматизованого управління сушінням зерна на баштових сушарках в умовах змінної структури компонентів сушіння.

Розроблена автоматизована система управління баштовою сушаркою вирішує задачу підвищення якості обробки зерна та зменшення накладних витрат при застосуванні технологічного процесу сушіння.

Список літератури

1. http://k-variant.com.ua/statja_susch.html.
2. http://server.computerland.kiev.ua/thin_client/hp_neoware_c50_ram_512mb_rom_6gb.html.
3. <http://www.owen.ru/>.

4. http://evrakylon.ucoz.ru/publ/imitacionnoe_modelirovanie_processa_sushki_zerna/1-1-0-7.
5. <http://www.kipshop.ru/aip/>.
6. Малин Н.И. Энергосберегающая сушка зерна / Малин Н.И. – М. КолосС, 2004. – 238 с.
7. Андрианов Н.М. Исследование шахтной зерносушилки и автоматической системы управления температурой теплоносителя // Автоматизация процессов послеуборочной обработки зерна: Сб. науч. тр. ЛСХИ. Л., 1985. - С. 27-42.
8. Андрианов Н.М. Исследование шахтной зерносушилки как объекта управления // Успехи современного естествознания. 2004. № 9. - С. 86-91.

А.Собинов

Автоматизация управления башенными сушилками ООО «Астра»

В статье приведены технические характеристики новой башенной сушилки фирмы “Астра”, исследованы методы и возможные направления автоматизации технологического процесса сушки зерна в башенной сушилке. Предложена структура автоматизированной системы сушки зерна на основе программируемых логических контроллеров (PLC), разработана и внедрена в производство на её основе новая автоматическая система.

Разработанная автоматизированная система управления сушки зерна решает задачу повышения качества обработки зерна и уменьшения накладных расходов при использовании технологического процесса сушки.

A. Sobinov

Management automation by tower dryers of Open Company "Aster"

In article technical characteristics of a new tower dryer of firm "Aster" are resulted, methods and possible directions of automation of technological process of drying of grain in a tower dryer are investigated. The structure of the automated system of drying of grain on the basis of programmed logic controlers (PLC) is offered, the new automatic system is developed and introduced in manufacture on its basis.

The developed automated control system of drying of grain solves a problem of improvement of quality of processing of grain and reduction of an overhead charge at use of technological process of drying.

Одержано 20.09.11

УДК 631.372

В.В. Яременко, інж.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Діагностування гідравлічних приводів комбайнів на динамічних перехідних режимах їх функціонування – шлях до створення електронних діагностичних засобів

Проаналізовано функціонування гідроприводів на динамічних перехідних режимах, які обумовлені зміною технологічних режимів системи керування гідроагрегатів. Сформовано напрямок діагностування гідроприводів за характеристиками зміни тиску робочої рідини в порожнинах гідроагрегатів у разі зупинення або зміни напрямку переміщення рухомих частин і швидкості потоку робочої рідини, як наслідок переходу кінетичної енергії руху частин механізмів та потоку робочої рідини в потенціальну енергію пружного деформування деталей.

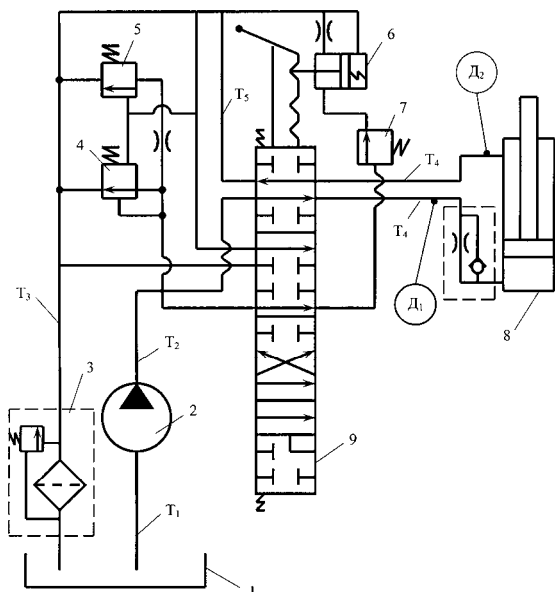
гідропривод, технічне діагностування стану гідроприводу, зміна тиску робочої рідини

Проблема. Підтримання належної технічної готовності сільськогосподарської техніки в процесі виконання сільськогосподарських робіт обумовлює підвищення якості виробленої продукції та зменшення втрат. Одним з аспектів підвищення технічної готовності техніки є своєчасне попередження та усунення несправностей [1]. Сучасні трактори та комбайни як вітчизняного, так і зарубіжного виготовлення мають досить високий рівень гідрофікації механізмів, що потребує відповідного рівня техсервісу. Проте, незважаючи на досить широке застосування бортових електронних засобів [2], технічному діагностуванню гідроприводів за допомогою цих засобів надається мало уваги, хоч майже 25% несправностей, від загальної кількості по тракторах і комбайнах, припадає на гідроприводи. Перспективність розвитку технічного діагностування техніки на базі бортових електронних засобів акцентується у праці [3], в якій звертається увага на потребу виконання значних досліджень у напрямку обґрунтування нових, адаптованих до цих засобів, діагностичних параметрів і способів їх вимірювання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ґрунтовний аналіз перспективних методів діагностування гідроприводів авіаційної та ракетної техніки на базі бортових автоматизованих засобів наведено у праці [4], в якій наголошується на можливості їх застосування для іншої техніки. Можливість діагностування гідропривода коробки передач трактора на перехідних процесах розглянуто в праці [5], використовуючи в якості діагностичних параметрів час перехідного процесу (за параметрами зміни тиску робочої рідини в порожнинах гідроагрегатів) від початку виключення однієї гідромуфти до закінчення включення другої та тривалість перекриття передач. Розглянуті у цих працях методи діагностування потребують подальших досліджень щодо їх реалізації на конкретних об'єктах, а для значної частини гідроприводів сільськогосподарської техніки потрібно проводити глибокі дослідження для пошуку нових рішень.

Мета дослідження. Обґрунтувати діагностичні параметри визначення технічного стану гідропривода на перехідних режимах їх функціонування, які забезпечують значне зменшення трудомісткості діагностування і є основою для створення електронних діагностичних засобів.

Результати досліджень. Для гідроприводів комбайнів характерним є їх функціонування на несталих динамічних перехідних режимах, які супроводжуються зміною швидкості та напрямку переміщення рухомих частин гідрофікованих механізмів і потоку робочої рідини, внаслідок чого змінюється тиск робочої рідини. Більшість гідроприводів механізмів машин можна представити за схемою, наведеною на рис. 1.



- 1 – бак; 2 – насос; 3 – фільтр; 4 – перепускний клапан розподільника; 5 – запобіжний клапан розподільника; 6 – пристрій фіксації золотника в робочих позиціях; 7 – бустерний клапан; 8 – гідроциліндр; 9 – золотник розподільника; Д₁ – датчик тиску на вході в гідроциліндр; Д₂ – датчик тиску на виході з гідроциліндра

Рисунок 1 – Принципова схема гідропривода та місця під'єднання датчиків фіксації діагностичних сигналів на перехідних процесах функціонування

В разі швидкого зупинення рухомих частин механізмів гідрофікованих агрегатів та потоку робочої рідини, кінетична енергія переміщення рухомих частин і робочої рідини трансформується в потенційну енергію пружної деформації робочої рідини і деталей гідропривода, що призводить до різкого збільшення тиску робочої рідини, тобто відбувається гідравлічний удар. Максимальне значення та приріст тиску робочої рідини в режимі гідравлічного удару знаходяться в разі рішення системи диференціальних рівнянь [6, 8]:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{dP}{dx} &= \rho \left(\frac{d\omega}{dt} + 2a\omega \right), \\ -\frac{dP}{dt} &= c^2 \cdot \rho \frac{d\omega}{dx} = K \frac{d\omega}{dx}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де P – середнє значення тиску робочої рідини в трубопроводі (гідроагрегаті), МПа;

ω – середнє значення швидкості потоку робочої рідини, м/с;

t – час, с; C – швидкість розповсюдження звуку в рідині, що тече в трубопроводі, м/с;

ρ – щільність робочої рідини, кг/м³;

a – коефіцієнт, який залежить від форми перерізу та товщини трубопроводу;

K – приведений модуль об'ємного стискання трубопроводу, кг/см²;

v – швидкість робочої рідини в конкретному перерізі трубопроводу.

Приріст тиску робочої рідини в гідроприводі на перехідних динамічних режимах визначається за формулою, яка отримана в результаті розв'язку системи рівнянь (2) [7,8]:

$$\Delta P = 2 \cdot a \cdot \rho \cdot l \cdot \omega_0 + \frac{4}{\pi} \cdot c \cdot \omega_0 \cdot e^{-at} \cdot \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\sin(\xi_s - 2\theta_s)}{(2s-1)\cos\theta_s}, \quad (2)$$

де ΔP – приріст тиску робочої рідини, МПа;

l – довжина трубопроводів та гідроциліндрів в лінії подачі робочої рідини, м;

ω_0 – швидкість перетікання робочої рідини в порожнині гідроциліндра до моменту зупинки поршня, м/с;

θ_s, ξ_s – коефіцієнти, які розраховують згідно характеристик робочої рідини та трубопроводів.

Наведені залежності (2, 3) було використано для обґрунтування діагностичних параметрів оцінки технічного стану гідропривода комбайна, але цього не достатньо для комплексного діагностування його гідропривода. Тому нами запропоновано використання в якості діагностичних інші параметри, характеристик зміни тиску робочої рідини на перехідних режимах функціонування гідроприводів згідно отриманих осцилограм, представлених на рис. 2 і на яких зображені перепади тиску (ΔP).

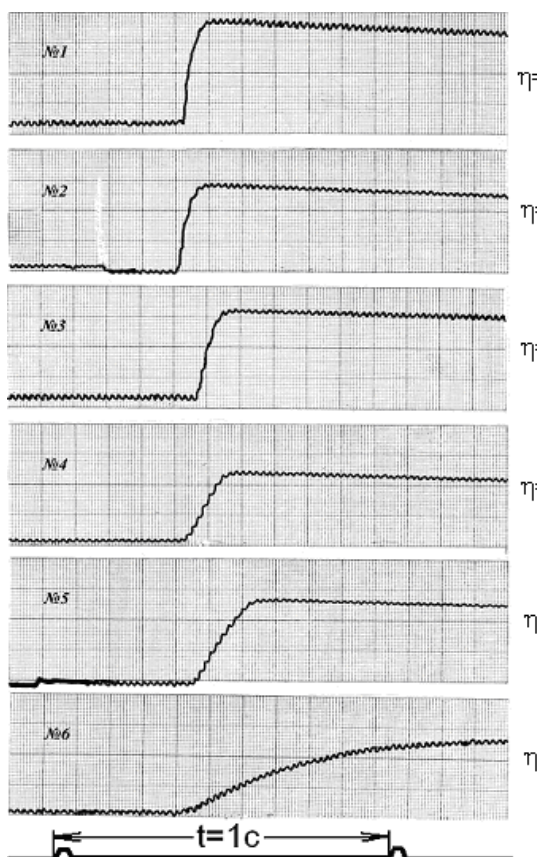


Рисунок 2 – Осцилограми характеристик зміни тиску робочої рідини в безштоковій порожнині гідроциліндра рульового керування комбайна в разі зміни загального об'ємного коефіцієнта корисної дії гідропривода: η – об'ємний К.К.Д.

Проаналізувавши характеристики зміни тиску робочої рідини в порожнинах гідроагрегатів на перехідних режимах їх функціонування (рис. 2), а також результати оброблення осцилограм можна стверджувати наступне: параметри характеристики зміни тиску робочої рідини можна застосовувати в якості діагностичних для оцінки

загального технічного стану гідропривода, а також окремих спряжень деталей гідроагрегатів; для оцінки загального технічного стану гідропривода доцільним є застосування параметрів стосовно максимального значення та збільшення тиску робочої рідини, а також тривалості збільшення тиску робочої рідини; оцінку спряжень деталей стосовно їх герметичності можна давати за тривалістю зменшення тиску робочої рідини; аналогічну оцінку можна давати застосовуючи похідні від цих параметрів (інтенсивність збільшення та зменшення тиску, кути нахилу відповідних характеристик до осі, що обумовлює початок відліку).

Оцінку технічного стану гідропривода в цілому та його роботоздатність можна дати на підставі вимірювання та аналізу параметрів характеристики зміни тиску робочої рідини в гідропроводах (порожнинах гідроагрегатів) на перехідних режимах їх функціонування. Встановлено, що зміна об'ємного К.К.Д. досліджуваного гідропривода від 0,90 до 0 призводить до таких змін параметрів характеристики зміни тиску робочої рідини в разі зупинення поршня гідроциліндра: максимальний тиск робочої рідини (P_2) зменшується з 16,50 МПа до 8,90 МПа; перепад тиску зменшується з 15,95 МПа до 8,39 МПа; тривалість збільшення тиску збільшується з 0,065 с до 0,190 с; тривалість зменшення тиску змінюється від 4 с до 160 с. Перевірка результатів осцилографування динамічного процесу на перехідних режимах свідчить, що достовірність технічних параметрів характеристик зміни тиску робочої рідини складає не менше 95 %. При цьому трудомісткість експрес-діагностування, в разі застосування умонтованих або переносних електронних діагностичних засобів, за даними діагностичними параметрами складає не більше 0,06 людино-годин, що в 3-4 рази менше, ніж діагностування механічними засобами.

Висновки.

1. Параметри характеристик зміни тиску робочої рідини в гідроагрегатах на перехідних режимах функціонування гідроприводів доцільно застосовувати в якості діагностичних, оскільки достовірність параметрів на їх основі не менше 95 %.

2. Спосіб діагностування на динамічних перехідних режимах функціонування гідроприводів є основою для розробки і застосування умонтованих і переносних електронних засобів для ведення безрозбірного діагностування, що забезпечує зменшення в 2-3 рази трудомісткості і вартості робіт при достовірності діагнозу не менше 85 % і допустимій похибці вимірювання не більше ± 4 %.

Список літератури

1. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1984.- 335 с.
2. Иванишин В., Коваль С., Ковпак А. Бортовые электронные устройства для тракторов // Техніка АПК.- 2006.- № 8,- С.6-8.
3. Шипиловский Т.Б., Архипов В.С. Перспективы развития диагностики технического состояния тракторов на основе бортовых электронных средств // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2004.- №7.- С. 3-7.
4. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; Под общ. ред. Т.М. Башты.- М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
5. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
6. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.: Гостехиздат, 1949. – 103 с.
7. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. Л.: Гостехиздат, 1951. – 223 с.
8. Яременко В.М., Яременко В.В., Одинцов Ю.В. Діагностування гідроприводів на перехідних режимах їх функціонування. Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Глевах: ННЦ "ІМЕСГ", 2009. Вип. 93. – С. 408-417.

В. Яремик

Диагностирование гидравлических приводов комбайнов на переходных режимах их функционирования – путь к созданию электронных диагностических средств

Проанализировано функционирование гидравлических приводов на динамических переходных режимах, обусловленных изменением технологических режимов системы управления гидроагрегатов. Сформировано направление диагностирования гидроприводов по характеристикам изменения давления рабочей жидкости в полостях гидроагрегатов в случае остановки или изменения направления движения подвижных частей и скорости потока рабочей жидкости, как следствие перехода кинетической энергии движения частей механизмов и потока рабочей жидкости в потенциальную энергию пружинного деформирования деталей.

V.Iremik

Diagnosing of hydraulic drives on transitive modes of their functioning

Dynamic characteristics of hydraulic drives are analysed in case of performance of the dynamic technological operations caused by change of technological modes of a control system of hydrounits. The direction of diagnosing of hydrodrives under characteristics of change of pressure of a working liquid in emptiness of hydrounits is generated in case of a stop or change of a direction of movement of mobile parts and speed of a stream of a working liquid, as consequence (investigation) of transition of kinetic energy of movement of parts of mechanisms and a stream of a working liquid in potential energy of spring deformation of details.

Одержано 05.10.11

УДК 621.7

С.В. Струтинський, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Визначення точного геометричного положення виконавчого органу просторової системи приводів

Розроблено спеціальні пристрої для вимірів точного просторового положення виконавчого органу просторової системи приводів. Пристрої мають вигляд трьох точних сфер розташованих на виконавчому органі. Виведені аналітичні залежності для визначення просторового положення виконавчого органу. Наведено результати апробації запропонованого пристрою при експериментальних вимірах. Порівняння експериментальних вимірів із теоретичними розрахунками підтвердили ефективність розроблених пристроїв та запропонованої методики вимірів просторового положення виконавчого органу.

система приводів, просторовий механізм, виконавчий орган, три сфери, просторове положення, методика, експериментальні виміри, точність

Актуальність досліджень. Визначення точного просторового положення виконавчого органу системи приводів є актуальною науково-технічною проблемою. Її розв'язок дозволяє суттєво підвищити точність системи приводів, побудувати ефективні мехатронні системи керування приводами.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Просторова система приводів переміщує виконавчий орган повертаючи його довільним чином. Положення

В. Яремик

Диагностирование гидравлических приводов комбайнов на переходных режимах их функционирования – путь к созданию электронных диагностических средств

Проанализировано функционирование гидравлических приводов на динамических переходных режимах, обусловленных изменением технологических режимов системы управления гидроагрегатов. Сформировано направление диагностирования гидроприводов по характеристикам изменения давления рабочей жидкости в полостях гидроагрегатов в случае остановки или изменения направления движения подвижных частей и скорости потока рабочей жидкости, как следствие перехода кинетической энергии движения частей механизмов и потока рабочей жидкости в потенциальную энергию пружинного деформирования деталей.

V.Iremik

Diagnosing of hydraulic drives on transitive modes of their functioning

Dynamic characteristics of hydraulic drives are analysed in case of performance of the dynamic technological operations caused by change of technological modes of a control system of hydrounits. The direction of diagnosing of hydrodrives under characteristics of change of pressure of a working liquid in emptiness of hydrounits is generated in case of a stop or change of a direction of movement of mobile parts and speed of a stream of a working liquid, as consequence (investigation) of transition of kinetic energy of movement of parts of mechanisms and a stream of a working liquid in potential energy of spring deformation of details.

Одержано 05.10.11

УДК 621.7

С.В. Струтинський, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Визначення точного геометричного положення виконавчого органу просторової системи приводів

Розроблено спеціальні пристрої для вимірів точного просторового положення виконавчого органу просторової системи приводів. Пристрої мають вигляд трьох точних сфер розташованих на виконавчому органі. Виведені аналітичні залежності для визначення просторового положення виконавчого органу. Наведено результати апробації запропонованого пристрою при експериментальних вимірах. Порівняння експериментальних вимірів із теоретичними розрахунками підтвердили ефективність розроблених пристроїв та запропонованої методики вимірів просторового положення виконавчого органу.

система приводів, просторовий механізм, виконавчий орган, три сфери, просторове положення, методика, експериментальні виміри, точність

Актуальність досліджень. Визначення точного просторового положення виконавчого органу системи приводів є актуальною науково-технічною проблемою. Її розв'язок дозволяє суттєво підвищити точність системи приводів, побудувати ефективні мехатронні системи керування приводами.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Просторова система приводів переміщує виконавчий орган повертаючи його довільним чином. Положення

виконавчого органу характеризується трьома декартовими координатами переміщення деякої точки та трьома кутовими координатами. Всі координати в комплексі формують переміщення кожної окремої точки виконавчого органу. Тому виміри координат виконавчого органу (декартових і кутових) не можуть бути проведені окремо.

Зв'язок проблеми із важливими і практичними завданнями. Визначення точного положення виконавчого органу є основою проектування прогресивних конструкцій просторових систем приводів. На основі таких приводів реалізуються маніпулятори, промислові роботи, металообробне обладнання та інші технологічні машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останніх дослідженнях і публікаціях [1, 2] наведено ряд прогресивних конструкцій просторових систем приводів. Досліджені задачі компоновки приводів, встановлення розмірів робочого простору, особливості їх кінематики [3]. Розглянуті питання жорсткості окремих елементів та системи приводів у цілому [3, 4]. Розробок у напрямку встановлення точного положення виконавчого органу який має 6 ступенів вільності в літературних джерелах не виявлено.

Розв'язок невирішених раніше частин загальної проблеми

Загальна проблема має два основні аспекти. Перший полягає у вимірі точного номінального положення виконавчого органу в межах робочого простору. Другий аспект стосується визначення невеликих змін просторового положення виконавчого органу відносно його номінального положення [4]. Розв'язку даних частин проблеми і присвячена дана стаття.

Мета і задачі досліджень. Метою досліджень є розробка пристроїв та методики визначення точного просторового положення виконавчого органу просторової системи приводів. Задачами досліджень є обґрунтування принципів вимірювань з розробкою спеціальних пристроїв та апробація створених пристроїв і методики вимірів проведенням спеціальних експериментальних досліджень.

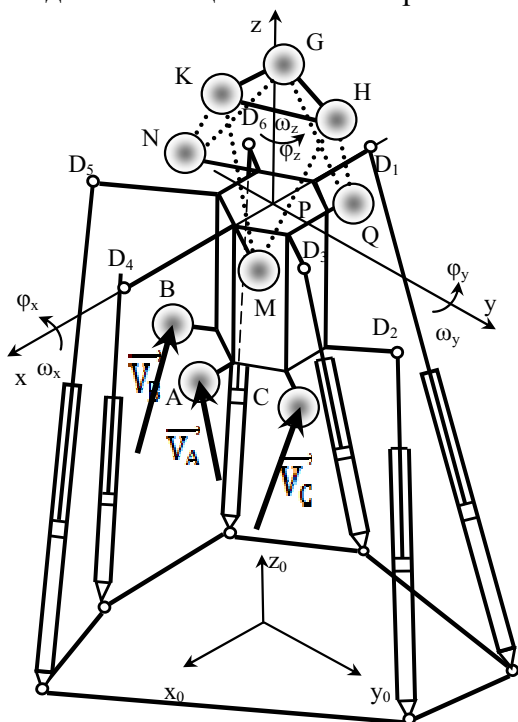


Рисунок 1 - Принципова схема просторової системи приводів та розміщення на виконавчому органі сфер А, В, С, М, N, Q, які призначені для вимірів точного положення виконавчого органу

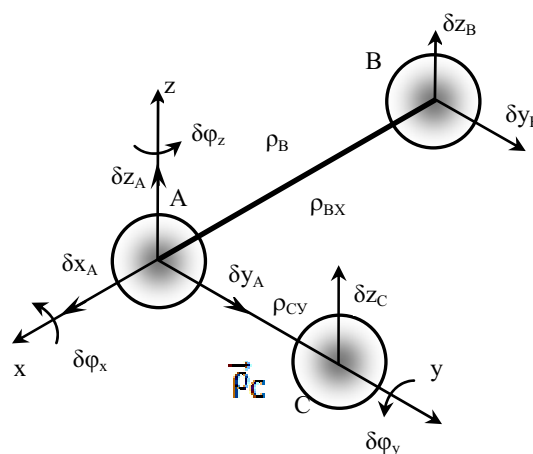


Рисунок 2 - Розташування трьох сфер (точок вимірів) по вісям системи координат

Виклад основного матеріалу досліджень. Просторова система приводів будується по різним схемам: трипода, гексапода та інших. Незалежно від схемної реалізації виконавчий орган системи приводів здійснює просторовий рух відповідний руху твердого тіла, що має шість ступенів вільності [4].

Просторове положення виконавчого органу визначається трьома декартовими координатами x, y, z деякої точки А (полюса) та кутами повороту $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ навколо даної точки (полюса) (рис. 1).

Закономірності руху виконавчого органу визначаються швидкістю поступального переміщення полюса та кутовою швидкістю обертання навколо полюса [5].

При просторовому русі виконавчого органу маємо співвідношення між швидкостями точок А і В.

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\rho}_B \times \vec{\omega}, \quad (1)$$

де \vec{V}_A - швидкість точки А;

\vec{V}_B - вектор швидкості точки В;

$\vec{\rho}_B$ - радіус вектор який визначає положення точки В відносно точки А;

$\vec{\omega}$ - вектор кутової швидкості повороту виконавчого органу.

Векторний добуток, що входить в (1) визначено через проекції векторів у вигляді

$$\vec{\rho}_B \times \vec{\omega} = (\rho_{BY}\omega_Z - \rho_{BZ}\omega_Y)\vec{i} + (\rho_{BZ}\omega_X - \rho_{BX}\omega_Z)\vec{j} + (\rho_{BX}\omega_Y - \rho_{BY}\omega_X)\vec{k}, \quad (2)$$

де $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ - орти абсолютної системи координат x, y, z ;

$\rho_{BX}, \rho_{BY}, \rho_{BZ}$ - проекції радіуса вектора $\vec{\rho}_B = A\vec{B}$ на осі абсолютної системи координат;

$\omega_X, \omega_Y, \omega_Z$ - кутові швидкості обертання виконавчого органу відносно вісей координат x, y, z відповідно.

Запишемо векторну рівність (1) в проекціях на вісі абсолютної системи координат враховуючи залежність (2). Одержимо

$$V_{BX} = V_{AX} + \rho_{BY}\omega_Z - \rho_{BZ}\omega_Y, \quad V_{BY} = V_{AY} + \rho_{BZ}\omega_X - \rho_{BX}\omega_Z, \quad V_{BZ} = V_{AZ} + \rho_{BX}\omega_Y - \rho_{BY}\omega_X \quad (3)$$

В формулах (3) проекції лінійних і кутових швидкостей визначимо у вигляді кінцевих різниць

$$\begin{aligned} V_{BY} &= \frac{\delta y_B}{\delta t}, \quad V_{AY} = \frac{\delta y_A}{\delta t}, \quad V_{BZ} = \frac{\delta z_B}{\delta t}, \quad V_{AZ} = \frac{\delta z_A}{\delta t}, \\ V_{BX} &= \frac{\delta x_B}{\delta t}, \quad V_{AX} = \frac{\delta x_A}{\delta t}, \quad \omega_X = \frac{\delta \varphi_X}{\delta t}, \quad \omega_Y = \frac{\delta \varphi_Y}{\delta t}, \quad \omega_Z = \frac{\delta \varphi_Z}{\delta t}, \end{aligned} \quad (4)$$

де δt - деяке невелике значення приросту часу; а кінцеві прирости координат $\delta x_B, \dots, \delta \varphi_Z$ визначають невеликі зміни відповідних кінематичних величин (переміщень, кутів).

Підставимо значення кінцевих різниць (4) в формули (3) скоротивши на однакові для всіх складових значення часу δt . Вважаючи зміни радіуса вектора малими одержимо систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} -\rho_{BZ}\delta\varphi_Y + \rho_{BY}\delta\varphi_Z &= \delta x_B - \delta x_A \\ \rho_{BZ}\delta\varphi_X - \rho_{BX}\delta\varphi_Z &= \delta y_B - \delta y_A \\ -\rho_{BY}\delta\varphi_X + \rho_{BX}\delta\varphi_Y &= \delta z_B - \delta z_A \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

Запишемо систему рівнянь (5) у матрично векторному вигляді

$$R \cdot \begin{bmatrix} \delta\varphi_X \\ \delta\varphi_Y \\ \delta\varphi_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta x_B - \delta x_A \\ \delta y_B - \delta y_A \\ \delta z_B - \delta z_A \end{bmatrix}, \quad (6)$$

де R - матриця коефіцієнтів даної системи, яка має вигляд

$$R = \begin{bmatrix} 0 & -\rho_{BZ} & \rho_{BY} \\ \rho_{BZ} & 0 & -\rho_{BX} \\ -\rho_{BY} & \rho_{BX} & 0 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Визначник матриці (7) дорівнює нулю, що підтверджується безпосереднім обчисленням

$$\det R = -\rho_{BX}\rho_{BY}\rho_{BZ} + \rho_{BX}\rho_{BY}\rho_{BZ} = 0. \quad (8)$$

Із вище наведеного випливає, що визначити кутове положення виконавчого органа по вимірам переміщень лише двох його точок (сфер) неможливо.

Для коректної постановки задачі повинна бути задана додаткова інформація у вигляді швидкостей або переміщень третьої точки виконавчого органу (точки С).

Найбільш просто зробити це вибравши геометричну схему вимірювача у вигляді двох взаємно перпендикулярних відрізків АВ і АС на кінцях яких розміщені точки А, В і С, переміщення яких вимірюються. При цьому рівняння будуть спрощені і обробка результатів вимірів буде здійснена простими обчисленнями.

Найбільш раціональним є розташування точок вимірів у площині перпендикулярній вісі z (рис. 2). Це пов'язано з тим, що визначення розташування даної площини здійснюється вимірами вертикального положення кожної із точок А, В і С від силового стола (бази), на якому розташована просторова система приводів.

При такому виборі системи координат в системі рівнянь (5) треба покласти

$$\rho_{BZ} = \rho_{BY} = 0, \quad \rho_{BX} = AB \neq 0.$$

При цьому система рівнянь зводиться до виду двох окремих рівнянь з яких знаходяться кутові переміщення

$$\delta\varphi_z = -\frac{1}{\rho_{BX}}(\delta y_B - \delta y_A), \quad \delta\varphi_Y = -\frac{1}{\rho_{BX}}(\delta z_B - \delta z_A). \quad (9)$$

Запишемо систему рівнянь аналогічну (5) але для точок А і С.

$$\left. \begin{aligned} -\rho_{CZ}\delta\varphi_Y + \rho_{CY}\delta\varphi_Z &= \delta x_C - \delta x_A \\ \rho_{CZ}\delta\varphi_X - \rho_{CX}\delta\varphi_Z &= \delta y_C - \delta y_A \\ -\rho_{CY}\delta\varphi_X + \rho_{CX}\delta\varphi_Y &= \delta z_C - \delta z_A \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Враховуючи, що точки А і С розташовані по осі у одержимо

$$\rho_{CZ} = \rho_{CX} = 0 \quad \rho_{CY} = AC \neq 0.$$

Відповідно з системи (10) одержимо дві залежності

$$\delta\varphi_z = \frac{1}{\rho_{CY}}(\delta x_C - \delta x_A), \quad \delta\varphi_X = -\frac{1}{\rho_{CY}}(\delta z_C - \delta z_A) \quad (11)$$

Перші залежності в (9) і (11) є ідентичними.

Із аналізу формул випливає, що для визначення кутового положення виконавчого органу необхідно здійснити 5 вимірів, а саме виміряти вертикальні переміщення всіх трьох точок δz_A , δz_B , δz_C та горизонтальні переміщення двох точок δx_C , δx_A або δy_B , δy_A .

Розроблена методика застосована для вимірів поперечно кутового положення платформи системи приводів побудованої по схемі механізму трипода (рис. 3).

Визначено компоненти матриці керованості $M_T \approx M$, яка пов'язує малі зміни вектора кутових координат платформи $\rho\varphi_x, \rho\varphi_y, \rho\varphi_z$ з змінами довжин штанг dL_1, dL_2, dL_3

$$M_T = \begin{bmatrix} \frac{\partial\varphi_x}{\partial L_1} & \frac{\partial\varphi_x}{\partial L_2} & \frac{\partial\varphi_x}{\partial L_3} \\ \frac{\partial\varphi_y}{\partial L_1} & \frac{\partial\varphi_y}{\partial L_2} & \frac{\partial\varphi_y}{\partial L_3} \\ \frac{\partial\varphi_z}{\partial L_1} & \frac{\partial\varphi_z}{\partial L_2} & \frac{\partial\varphi_z}{\partial L_3} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \frac{\Delta\varphi_x}{\Delta L_1} & \frac{\Delta\varphi_x}{\Delta L_2} & \frac{\Delta\varphi_x}{\Delta L_3} \\ \frac{\Delta\varphi_y}{\Delta L_1} & \frac{\Delta\varphi_y}{\Delta L_2} & \frac{\Delta\varphi_y}{\Delta L_3} \\ \frac{\Delta\varphi_z}{\Delta L_1} & \frac{\Delta\varphi_z}{\Delta L_2} & \frac{\Delta\varphi_z}{\Delta L_3} \end{bmatrix} = M, \begin{bmatrix} d\varphi_x \\ d\varphi_y \\ d\varphi_z \end{bmatrix} = M_T * \begin{bmatrix} dL_1 \\ dL_2 \\ dL_3 \end{bmatrix}.$$

Матриця керованості системи приводів M_T складена із частинних похідних, наближено подана у вигляді матриці кінцевих різниць M , компоненти якої є відношення приростів кутів та змін довжин штанг

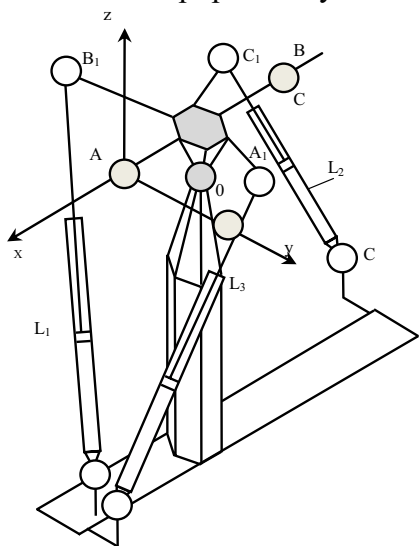


Рисунок 3 - Схема просторової системи приводів побудованої по схемі механізму трипода

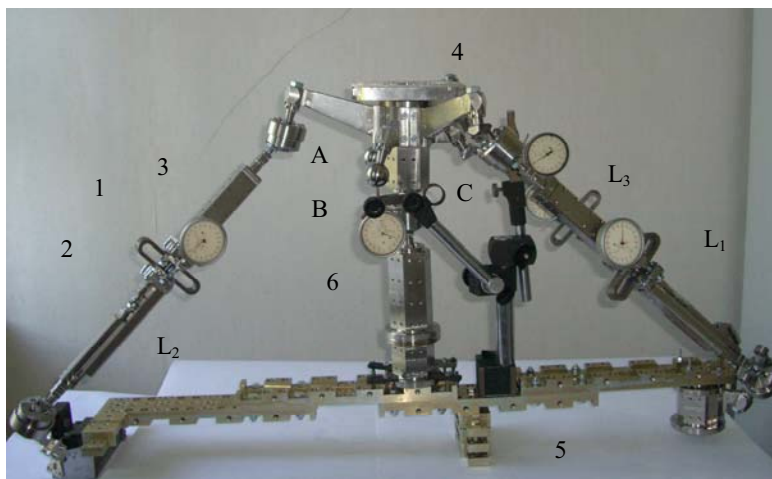


Рисунок 4 - Експериментальна установка на якій проведені виміри точного положення платформи просторової системи приводів побудованої по схемі механізму трипода

При експериментальних вимірах прирости довжин штанг задавались спеціальними приводами мікропереміщень які мають кільцеві пружини 1 із гвинтовими пристроями 2 для їх деформації (рис. 4).

Зміни довжин штанг вимірювались індикаторами 3 з точністю ± 0.001 мм. Точні сфери А, В, С встановлювались на виконавчому органі 4 системи приводів, а їх переміщення відносно нерухомої основи 5 реєструвались індикаторами 6 з ціною поділки 0,001мм. Довжина кожної із трьох штанг змінювалась на величину $\Delta L = 0.06 \pm 0.002$ мм. При цьому вимірювалося вертикальне і горизонтальне переміщення сфер і за допомогою формул (9) (11) обчислювались зміни поперечно кутового положення платформи і знаходилися компоненти матриці (12).

Експериментальні дослідження проводились наступним чином. Змінювалась довжина штанг L_1 на величину ΔL і вимірювались переміщення сфер А, В, і С та розраховувались зміни кутів $\Delta\varphi_x, \Delta\varphi_y, \Delta\varphi_z$. При цьому визначався перший стовпчик матриці керованості (12). Потім довжина штанги L_1 зменшувалась до початкового

значення і збільшувалась довжина штанги L_2 . Після вимірів кутів знаходились значення другого стовпчика матриці 12. Аналогічно проведені виміри кутового положення виконавчого органу при зміні довжини штанги L_3 .

Результати експериментальних вимірів у вигляді вимірної матриці керованості Me порівнювались із розрахунковими даними M_p (розмірність матриць кутовий градус/мм).

$$Me = \begin{bmatrix} -0.486 & 1.094 & 0.972 \\ -0.645 & 0.883 & 2.266 \\ -0.567 & 1.387 & 0.958 \end{bmatrix}; \quad Mp = \begin{bmatrix} -0.441 & -1.042 & 1.023 \\ -0.603 & 0.939 & 2.605 \\ -0.567 & 1.508 & 0.988 \end{bmatrix}.$$

Розрахунок компонент матриці керованості системи приводів (M_p) здійснено по спеціальній методиці [6]. Із порівняння розрахункових і експериментальних значень випливає, що їх розбіжність знаходиться в межах 4...14%. Це можна вважати задовільним враховуючи похибки вимірів та похибки обробки експериментальних даних.

Особливістю розглянутого пристрою є необхідність узгодження розташування сфер із абсолютною системою координат виконавчого органу. Запропонована модифікація розглянутого пристрою. Він має три сфери MNQ (див. рис. 1) розташовані на виконавчому органі по вершинах рівностороннього трикутника. На нерухомій основі опозитно виконавчого органу встановлено три додаткові сфери KGH. Система шести сфер утворює віртуальний механізм гексапод (показано пунктиром), ланками якого є відстані між суміжними нерухомими і рухомими сферами МК, МН, НК, NG, QG, QH. По результатам вимірів відстані між вказаними сферами шляхом розрахунку визначається фактичне положення виконавчого органу, тобто його декартові та кутові координати $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$. Виміри відстані між сферами віртуального механізма-гексапода здійснюються безпосередньо або визначаються оптичними методами.

Розроблена система дозволяє визначити просторове положення виконавчого органу з похибкою, відповідною похибці вимірів відстані між сферами.

Висновки

1. Виміри просторового положення платформи системи приводів доцільно здійснити із застосуванням спеціального пристрою. Рациональною конструкцією такого пристрою є три сфери жорстко закріплені на платформі, причому, центри сфер повинні знаходитись у вершинах прямокутного трикутника, катети якого в номінальному положенні платформи співпадають з горизонтальними вісями абсолютної системи координат x і y .

2. Для визначення положення виконавчого органу системи приводів необхідно здійснити 5 вимірів. При цьому визначаються вертикальні переміщення всіх трьох сфер та горизонтальні переміщення двох сусідніх сфер. Кутове положення виконавчого органу знаходиться по вимірному переміщенню сфер.

3. Результати проведених експериментальних досліджень підтверджують ефективність розробленої методики вимірів та відповідність експериментальних вимірів розрахунковим даним з достатньою для практики точністю – 4...14%.

4. Перспективним пристроєм для вимірів просторового положення виконавчого органу є віртуальний механізм гексапод, який має три сфери, розташовані на виконавчому органі по вершинах рівностороннього трикутника та три нерухомі сфери. По вимірам відстані між рухомими і нерухомими сферами шляхом розрахунку можна визначити просторове положення виконавчого органу з точністю 2..5%.

5. Як напрямок подальших досліджень рекомендується визначити випадкові похибки вимірів та шляхи їх зменшення а також розробити спрощені методи експрес

аналізу просторового положення виконавчого органу системи 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. Кузнецов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю. Компонівка верстатів з механізмами паралельної структури. Монографія. – Херсон: ПП Вишнемирський В.С., 2009. – 456 с. ISBN 978-966-8912-44-3
3. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. Ред В.Л. Афонина. – М.:Изд-во МГТУ Станкин, Янус. – К., 2006. – 452с.
4. Струтинський С.В. Визначення основних конструктивних параметрів сферичних опорних вузлів просторового механізму методом Монте-Карло / С.В. Струтинський // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний журнал “Машинознавство”. – 2007. - №5. – С.37-43.
5. Струтинський С.В. Математичне моделювання просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра з використанням рекурсивних зв'язків / С.В. Струтинський // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – 2009. - №1. – С.37-43.
6. Струтинський С.В. Визначення сингулярних положень просторової системи приводів з використанням методів Монте-Карло / С.В. Струтинський // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. Луцький Національний технічний університет. – 2011. – Вип.33. – С.248-257.

С. Струтинский

Определение точного геометрического положения исполнительного органа пространственной системы приводов

Разработаны специальные устройства для измерений точного пространственного положения исполнительного органа пространственной системы приводов. Устройства имеют вид трех точных сфер, расположенных на исполнительном органе. Выведены аналитические зависимости для определения пространственного положения исполнительного органа. Приведены результаты апробации предложенного устройства при экспериментальных измерениях. Сравнения экспериментальных измерений с теоретическими расчетами подтвердили эффективность разработанных устройств и предложенной методики измерений пространственного положения исполнительного органа.

S. Strutinsky

Determination of exact geometrical position of executive branch of the spatial system of drives

The special devices are worked out for measuring of exact spatial position of executive branch of the spatial system of occasions. Devices have the appearance of three exact spheres located. Located on an executive branch. Shown out analytical dependences for determination of spatial position of executive branch. Results over of approbation are brought, offered device at the experimental measuring. Comparing of the experimental measuring to the theoretical calculations confirmed efficiency of the worked out devices and offered methodology of measuring of spatial position of executive branch.

Одержано 21.10.11

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, ас., Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Оптимизация зубчатого зацепления шестеренного насоса с целью повышения его удельной подачи

Предложена математическая модель оптимизации зубчатого зацепления шестеренного насоса типа НШ, позволяющая определить такие его параметры, при которых параметр оптимизации зубчатого зацепления - коэффициент использования объема венцов шестерен, а вместе с тем и удельная подача шестеренного насоса достигает максимального для данных геометрических размеров насоса значений **шестеренный насос, зубчатое зацепление, коэффициент использования объема венцов шестерен, удельная подача**

Анализ известных методов повышения подачи шестеренного насоса показал, что на сегодня, практически все известные методы следует отнести к экстенсивным методам повышения подачи. Повышение подачи обеспечивается пропорциональным увеличением геометрических размеров элементов шестерен и насоса [1].

В предыдущих публикациях авторов изложены особенности подачи рабочей жидкости в шестеренном насосе [2], определение и исследование параметра оптимизации зубчатого зацепления (ЗЗ) шестеренного насоса в направлении повышения его подачи - коэффициента использования объема венцов шестерен (КИОВШ) [3] позволяет пойти по пути интенсификации конструкции шестеренного насоса в направлении повышения его подачи. Заключительным этапом исследований в этом направлении, что и является целью настоящей публикации, является поиск оптимальных параметров зубчатого зацепления шестерен, обеспечивающих максимально возможное значение КИОВШ.

В статье [3] установлено, что межцентровое расстояние - A_o , внешний диаметр шестерен - D_e , число зубьев шестерен - z , угол зубчатого зацепления (ЗЗ) - α , высота головки зуба - χt , являются конкурирующими параметрами по степени влияния на КИОВШ - K_q . При этом степень влияния зависит и от интервала варьирования параметра.

Поэтому поставленную задачу поиска оптимальных параметров ЗЗ шестерен будем решать классическим методом поиска оптимальных параметров ЗЗ, при которых КИОВШ достигает максимального значения.

Математическая модель (ММ), позволяющая получить оптимальные параметры ЗЗ, при которых КИОВШ приобретет максимальное значение, представляет систему уравнений и граничных условий.

Уравнения представляют собой частные производные КИОВШ по межцентровому расстоянию - A_o , внешнему диаметру шестерен - D_e , числу зубьев шестерен - z , углу ЗЗ - α , коэффициенту высоты головки зуба - χ , углу исходного профиля - α_0 и по коэффициенту профильного смещения (КПС) - ξ [3], приравненные нулю.

К условиям, которые ограничивают область существования параметров 33 с целью получения работоспособного 33, следует отнести:

- ε - коэффициент перекрытия зубчатого зацепления, при этом:

$$\varepsilon \geq 1; \quad (1)$$

- S_e - толщину зуба на вершине, при этом:

$$S_e \geq 0,2 m; \quad (2)$$

- отсутствие интерференции зубьев шестерен, это условие записывается в виде:

$$\rho_L < \rho_P. \quad (3)$$

При этом составляющие зависимости (3) могут быть определены:

- радиус кривизны в граничной точке профиля зуба:

$$\rho_L = 0,5 d \sin \alpha_0 - \frac{1-\xi}{\sin \alpha_0} m; \quad (4)$$

- радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке:

$$\rho_P = A \sin \alpha - 0,5 d_0 \operatorname{tg} \gamma_e, \quad (5)$$

где m - модуль зацепления, мм;

d - диаметр начальной окружности, мм;

α_0 - угол исходного профиля, град;

ξ - коэффициент профилевого смещения;

d_0 - диаметр основной окружности, мм;

A - межцентровое расстояние, мм;

γ_e - угол вершины эвольвенты, град.

Помимо этого типоразмер шестеренного насоса определяется условием:

$$G \leq A + D_e, \quad (6)$$

где G - длина продольной (большей) оси насоса, мм.

Для обеспечения работоспособности торцовых уплотнителей должно соблюдаться следующее условие:

$$\frac{D_i - d_z}{2} \geq h, \quad (7)$$

где D_i - диаметр впадин шестерен, мм;

d_z - диаметр цапф шестерен, мм

h - ширина уплотнительного пояса, мм.

Тогда искомая математическая модель будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial K_q}{\partial D_e} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial A} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \alpha} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \xi} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \alpha_0} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \chi} = 0; \\ 6 < z < 35; \quad 0 < S_e < 0,2m; \quad \varepsilon \geq 1; \quad -0,7 \leq \xi \leq 0,9; \quad 10^0 \leq \alpha \leq 50^0; \\ \rho_L < \rho_P; \quad G \leq A + D_e; \quad \frac{D_i - d_z}{2} \geq h. \end{array} \right. \quad (8)$$

Для оптимизации 33 нами предлагается математическая модель, расчет которой позволяет одновременно изменять исходные параметры 33 шестерен в направлении увеличения КИОВШ и удельной подачи шестеренного насоса. При этом предлагаемая методика позволяет расширить традиционную область существования 33 путем использования 33 с предельно допустимыми параметрами, использование которых в общем машиностроении не принято.

Расчет предлагаемой математической модели начинается с выбора параметра G

(см. зависимость (6)). Выбор параметра G накладывает ограничения на габариты качающего узла, т.е. выделяет часть пространства, в которое должен быть вписан проектируемый качающий узел насоса. Выбор параметра G идентичен выбору типоразмера проектируемого насоса. Так, например, насосы:

- второй размерной группы, характерный представитель насос НШ-10 Г, имеют параметр $G = 70,0$ мм;

- размерной группы 2,5, характерный представитель насос НШ-25 Г, имеют параметр $G = 87,0$ мм;

- третьей размерной группы, характерный представитель насос НШ-32 УК, имеют параметр $G = 100,0$ мм.

Далее выбираем угол исходного профиля - α_0 . Здесь выбор не отличается разнообразием, как правило, этот угол выбирают стандартным - $\alpha_0 = 20^\circ$, что, прежде всего, связано с ограничением, накладываемым стандартным зубонарезным инструментом.

После этого необходимо выбрать ширину уплотняющего пояса h , в соответствии с зависимостью (7). Для этого необходимо задаться диаметром цапф d_z , а диаметр впадин зубьев шестерен определяют в соответствии с зависимостью [4]:

$$D_i = D_e - 2(2\chi + \chi c - \xi_y), \quad (9)$$

где c - коэффициент радиального зазора;

ξ_y - коэффициент уравнивающего смещения.

В общем случае этого выбора достаточно чтобы реализовать предлагаемую методику расчета ЗЗ с оптимальными параметрами.

Возможно введение ограничений и по другим параметрам, например по числу зубьев - z или по межцентровому расстоянию (МЦР) - A . После введения исходных данных решаем систему (8), которая позволяет определить параметры ЗЗ, при которых КИОВШ проектируемого ЗЗ приобретает максимальное значение. После этого ведем расчет ЗЗ в соответствии с алгоритмом, описанным в [3].

Полученные результаты должны быть откорректированы относительно модуля ЗЗ, который является одним из основных, определяющих геометрические параметры формообразующего инструмента, а значит определяющим форму зубьев шестерен. Модуль ЗЗ выбирается из стандартного ряда.

Особенностью результатов, получаемых в процессе расчета по предлагаемой ММ оптимизации ЗЗ является то, что, как правило, получаем нулевую передачу. Известно, что при числе зубьев $z < 14$ зубья шестерен получают подрезанными, что сопряжено с опасностью потери прочности зубьев на изгиб. Для обычных зубчатых передач, используемых в общем машиностроении это является своего рода запретом, а поэтому эта область существования ЗЗ до сих пор не использовалась. Однако, использование такого ЗЗ дает существенное увеличение КИОВШ и удельной подачи шестеренного насоса. При этом подрезание зубьев компенсируется пропорциональным увеличением коэффициента перекрытия ЗЗ (КПЗЗ), который резко возрастает и часто превосходит значение $\varepsilon \geq 1,3 \dots 1,5$.

Кроме того, предлагаемая методика расчета ЗЗ дает возможность расширения области существования ЗЗ за счет уменьшения угла исходного профиля - α_0 , что еще более повышает КИОВШ шестеренного насоса.

Особенностью предлагаемой методики является то, что в процессе расчета ЗЗ полученные геометрические параметры проверяются на работоспособность по основным параметрам:

- коэффициенту перекрытия зубчатого зацепления КПЗЗ $\varepsilon \geq 1$ (см. зависимость (1));
- по отсутствию заострения зубьев шестерен $S_e \geq 0,2 m$ (см. зависимости (2));
- по отсутствию интерференции зубьев шестерен в процессе работы ЗЗ $\rho_L < \rho_P$ (см. зависимости (3)).

С целью сравнения эффективности различных алгоритмов расчета ЗЗ нами предлагается провести сравнительный анализ результатов расчета ЗЗ на конкретных примерах. Результаты расчетов представлены в табл. 1, табл. 2 и табл. 3.

В табл. 1 и табл. 2, представлены результаты расчета ЗЗ по различным методикам: при заданном КПС - ξ по Е.М. Юдину [4], при заданном МЦР по стандартной методике [5] и при заданном МЦР по предлагаемой методике. При этом в табл. 1 приведены результаты расчета ЗЗ с параметрами: $m = 4$, $z = 12$ и $\alpha_0 = 20^0$.

Таблица 1-Сравнительный анализ результатов расчета зубчатого зацепления шестеренного насоса при $m = 4$, $z = 12$ и $\alpha_0 = 20^0$

Наименование геометрического параметра зубчатого зацепления шестеренного насоса	Результаты расчета геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса		
	При заданном КПС- ξ [4]	При заданном МЦР -	
		По стандартной методике [5]	По предлагаемой методике
Количество зубьев шестерен, z	12	12	12
Модуль зубчатого зацепления, m , мм	4	4	4
Предельное значение толщины зуба шестерен у вершины зуба - $S_e = 0,2 m$, мм	0,8, принятое 0,685	0,8	0,8 принятое 0,827
Диаметр вершин зубьев шестерен при предельном значении S_e , D_{ep} , мм	61,348	58,86	57,32
КПЗЗ, ε	1,218	1,4963	1,9712
Диаметр впадин - D_i , мм	43,6	37,94	34,076
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, ρ_p , мм	6,222	1,2428	-5,5885
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, ρ_L , мм	3,086	-1,859	-5,8311
Условие отсутствия интерференции зубьев шестерен, $\rho_L < \rho_P$	Выполняется	Выполняется	Выполняется
Площадь зуба шестерни - S_z , мм ²	53,09	56,16	54,86
Площадь МЗВ шестерни - S_W , мм ²	68,815	76,38	84.2101
Площадь минимальной отсеченной полости - S_V , мм ²	14,2558	24,79	29.8459
Ширина венца шестерен, b , мм	22	22	22
Рабочий объем насоса, q , мм ³	32570	33785	36584
КИОВШ, - K_{q2}	0,239 (100 %)	0,2359 (98,7%)	0,3163 (132,3%)

В табл. 2 представлені результати розрахунків ЗЗ з параметрами $m = 5$, $z = 8$ і $\alpha_0 = 20^\circ$, які використовуються в шестеренному насосі типу НШ-32 УК, випускаємі промисловістю України на Кіровоградському ПАО «Гідросіла».

В табл. 3 представлений порівняльний аналіз результатів розрахунку ЗЗ при $m = 4$, $z = 12$ і $m = 5$, $z = 8$ для різних значень кута вихідного профіля - α_0 .

Сравнивая результати розрахунків ЗЗ, представлені в табл. 1, табл. 2 і табл.3, видно, що результати розрахунку ЗЗ при заданому КПС по Е.М. Юдину [4] і при заданому МЦР по стандартній методикі [5], практично не відрізняються, якщо судити об цьому по критерію оптимізації - КІОВШ.

Таблиця 2-Порівняльний аналіз результатів розрахунку зубчатого зацеплення шестеренного насоса при $m = 5$, $z = 8$ і $\alpha_0 = 20^\circ$

Найменування геометричного параметра зубчатого зацеплення шестеренного насоса	Результати розрахунку геометричних параметрів зубчатого зацеплення шестеренного насоса		
	При заданому КПС- ξ [4]	При заданому МЦР -	
		По стандартній методикі [5]	По передбачуваній методикі
Кількість зубців шестерен, z	8	8	8
Модуль зубчатого зацеплення, m , мм	5	5	5
Предельне значення товщини зуба шестерен у вершини зуба - $S_e = 0,2 m$, мм	1,0, прийняте 1,0	1,0, прийняте 1,016	1,0 прийняте 0,9129
Діаметр вершин зубців шестерен при предельному значенні S_e , D_{ep} , мм	55,0	54,98	51,04
КПЗЗ, ε	1,044	1,0425	1,84
Діаметр впадин - D_i , мм	33,74	32,52	23,05
Радіус кривизни активного профіля зуба в нижній точці, ρ_p , мм	4,666	4,6773	-9,91
Радіус кривизни в граничній точці профіля зуба, ρ_L , мм	1,338	1,3384	-10,62
Умова відсутності інтерференції зубців шестерен, $\rho_L < \rho_p$	Виконує	Виконує	Виконує
Площа зуба шестерні - S_z , мм ²	80,985	86,392	77,23
Площа МЗВ шестерні - S_W , мм ²	105,506	106,6072	126,36
Площа мінімальної відсіченої порожнини - S_V , мм ²	22,098	31,4798	44,45
Ширина венця шестерен, b , мм	22	22	22
Робочий об'єм насоса, q , мм ³	32050	31985	36837
КІОВШ, - K_{q2}	0,30 (100%)	0,299 (100%)	0,4185 (139,5%)

Расчет же шестерен при заданном МЦР по предлагаемой методике дает существенный выигрыш по указанному критерию КИОВШ 33, рассчитанного по предлагаемой методике выше, чем по существующим от 31,6% (при $m = 4$, $z = 12$ и $\alpha_0 = 20^\circ$) до 39,5% (при $m = 5$, $z = 8$ и $\alpha_0 = 20^\circ$) (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3). Это стало возможным благодаря тому, что расчет 33 по предлагаемой методике позволяет увеличить подачу шестеренного насоса путем увеличения наружного диаметра шестерен при одновременном относительном уменьшении габаритных размеров 33, что и приводит к росту КИОВШ.

Таблица 3 - Сравнительный анализ результатов расчета 33 шестеренного насоса при заданном КПС и МЦР при $m = 4$ и $z = 12$ для разных значениях угла исходного профиля - α_0

Наименование геометрического параметра зубчатого зацепления шестеренного насоса	Результаты расчета геометрических параметров 33 шестеренного насоса		
	При заданном КПС- ξ [4]	При заданном МЦР -	
		По стандартной методике [5]	По предлагаемой методике
Количество зубьев шестерен, z	12	12	12
Модуль зубчатого зацепления, m , мм	4	4	4
Ширина венца шестерен, b , мм	22	22	22
Стандартный угол исходного контура $\alpha_0 = 20^\circ$			
КИОВШ, - K_{q2}	0,239 (100 %)	0,2359 (98,7%)	0,3163 (132,3%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 12^\circ$			
КИОВШ, - K_{q2}	0,222 (92,9%)	0,2586 (108,2%)	0,356 (149,0%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 25^\circ$			
КИОВШ, - K_{q2}	0,251 (105,0%)	0,2184 (91,4)	0,2859 (119,6%)
Количество зубьев шестерен, z	8	8	8
Модуль зубчатого зацепления, m , мм	5	5	5
Ширина венца шестерен, b , мм	22	22	22
Стандартный угол исходного контура $\alpha_0 = 20^\circ$			
КИОВШ, - K_{q2}	0,30 (100,0%)	0,299 (99,7%)	0,4185 (139,5%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 12^\circ$			
КИОВШ, - K_{q2}	0,278 (92,6%)	0,3237 (107,9%)	0,4273 (142,4%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 25^\circ$			
КИОВШ, - K_{q2}	0,31 (103,3%)	0,2954 (98,5%)	0,3563 (118,8%)

Дальнейшее повышение КИОВШ возможно путем изменения угла стандартного исходного профиля - $\alpha_0 = 20^\circ$. В табл. 3 представлены результаты расчета 33 по

приведенным в табл. 1 и табл. 2 параметрам при разных значениях угла исходного профиля: стандартном $\alpha_0 = 20^\circ$ и угле исходного профиля, который имеет определенное распространение в общем машиностроении: $\alpha_0 = 12^\circ$ и $\alpha_0 = 25^\circ$.

Из результатов, представленных в табл. 3, видим, что уменьшение угла исходного профиля до $\alpha_0 = 12^\circ$ приводит:

- к снижению КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном КПС по методике Е.М. Юдина [4], до 92,5% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- к росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по стандартной методике [5] до 107% ... 108% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- к росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по предлагаемой методике до 141% ... 149% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

Увеличение угла исходного профиля до $\alpha_0 = 28^\circ$ недопустимо, поскольку в этой области исследуемые ЗЗ выходят за область существования, поэтому исследовали КИОВШ ЗЗ при увеличении угла исходного профиля всего до $\alpha_0 = 25^\circ$.

Увеличение угла исходного профиля до $\alpha_0 = 25^\circ$ приводит к:

- незначительному росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном КПС по методике Е.М. Юдина [4], до 103% ... 105% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- незначительному снижению КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по стандартной методике до 99,5% ... 99,8% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по предлагаемой методике до 119% ... 120% от исходного. Но этот рост КИОВШ, как видим из приведенных результатов, в два раза меньше по сравнению с ростом КИОВШ для ЗЗ со стандартным углом исходного профиля $\alpha_0 = 20^\circ$ (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3).

Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

Выводы

1. Предложенная математическая модель оптимизации и методика расчета зубчатого зацепления, которая позволяет существенно повысить КИОВШ и удельную подачу насоса: не менее, чем на 35%. Это стало возможным благодаря тому, что предлагаемая методика позволяет изменять параметры ЗЗ в направлении роста РОН и одновременного уменьшения габаритных размеров насоса.

2. Дальнейшее повышение КИОВШ и удельной подачи шестеренного насоса возможно путем уменьшения угла исходного профиля инструмента - α_0 . Уменьшение угла исходного профиля до $\alpha_0 = 12^\circ$ позволяет еще увеличить КИОВШ на 11%...12%. Но реализация этого параметра на практике сопряжена с необходимостью использования нестандартного зуборезного инструмента.

Список литературы

1. Осин Р.А., Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. Анализ известных методов повышения подачи шестеренных насосов // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 22.-Кіровоград: КНТУ, 2009.– С. 289-300.
2. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 20, Кіровоград:КНТУ.– 2008.– С. 253-262.
3. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Т.В. Руденко, В.І. Гуцол, Р.А. Осін Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насосу типу НШ від параметрів

зубчатого зачеплення. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, Вип. 23.– Кіровоград: КНТУ.– 2010.– С. 378-390.

4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964 г – 236 с.
5. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. Введен с 01.01.1972. Переиздан в августе 1983 г. М.:1983 – 19 с.

Ю.Кулешков, Р.Осин, Т.Руденко, М.Красота

Оптимізація зубчатого зчеплення шестеренного насоса з ціллю підвищення його питомої подачі

Запропоновано математичну модель оптимізації зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ, що дозволяє визначити такі його параметри, при яких параметр оптимізації зубчастого зачеплення - коефіцієнт використання об'єму вінців шестірень, а разом з тим і питома подача шестеренного насоса досягає максимального для даних геометричних розмірів насоса значень.

J.Kuleshkov, R.Osin, T.Rudenko, M.Krasota

Optimization of gear gearing шестеренного the pump for the purpose of increase of its specific giving

New approach is offered to the losses of working liquid through a butt end gap in the in gear pumps of НШ-type. Dividing of losses of working liquid into three allowed to perfect constituents existent pictures of losses of butt ends of working liquid in gear pumps. The mathematical model of losses of working liquid through the intercentral sector of butt end interface is offered in first time.

Одержано 20.10.11

Зміст

<i>В.М. Сало, Д.І. Петренко, О.В. Нестеренко, Д.О. Гриценко</i> Перспективні напрямки розвитку зерноочисної техніки переробних підприємств.....	3
<i>Б.А.Ляшенко, Л.А.Лопата, Е.К. Солових, А.Е. Соловых, А.В. Ворона</i> Повышение долговечности быстроизнашиваемых деталей рабочих органов сельскохозяйственной техники интегрированными технологиями упрочняющих защитных покрытий.....	9
<i>М.І. Черновол, О.Й. Мажейка, С.І. Маркович</i> Дослідження впливу вмісту легуючих елементів в шихті порошкового дроту на придатність до обробки електродугових покриттів	20
<i>О.В. Сидорчук, А.М. Тригуба, Л.Л. Сидорчук, О.В. Макаруч</i> Класифікація проектів і взаємозв'язків між ними у програмах збирання ранніх зернових культур.....	27
<i>І.В. Головач, О.М.Черниш</i> Сучасні тенденції розвитку машин і обладнання сільськогосподарського призначення.....	33
<i>Г.Б. Філімоніхін, В.В. Гончаров</i> Диференціальні рівняння для дослідження стійкості основних рухів гнучкого двоопорного ротора з пасивними авто балансирами.....	37
<i>М.О.Свірень, А.Є.Солових, І.К.Солових, О.В.Анісімов</i> Дослідження параметрів комірок висівного апарату надлишкового тиску з рециркулюючим потоком насіння.....	44
<i>О.Р. Лузан, В.М. Сало, В.В. Гончаров, П.Г. Лузан</i> Дослідження руху рослинних решток по горизонтальній частині стеблевідводу сошника.....	49
<i>І.О. Скриннік, М.О. Федотова, М.М. Петренко, О.А. Кислун, Д.В. Богатирьов</i> Гідродинамічна модель процесу сушіння насіння сільськогосподарських культур для продовольчих потреб.....	55
<i>Ю.М. Пархоменко, В.О. Кондратець, М.Д. Пархоменко</i> Визначення математичної моделі процесу формування зернового потоку на виході котушкового висівного апарата.....	62
<i>О.Й.Мажейка, С.І.Маркович, О.Б.Чайковський</i> Напряженное состояние внутренних поверхностей корпусных деталей сельскохозяйственных машин при комбинированной лазерной обработке.....	69
<i>В.М. Корж, В.М. Лопата, Е.К. Солових, А.Є. Солових</i> Особливості зміцнення деталей сільськогосподарської техніки газополуменевим напиленням матеріалів з низькою теплопровідністю.....	74

<i>В.Н. Хромов, Е.М. Свиридов</i> Восстановление и упрочнение деталей машин сверхзвуковым электродуговым напылением.....	80
<i>В.І. Носуленко, О.В. Шелепко</i> Електроерозійна головка для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом.....	82
<i>В.И. Шаповалов, А.С. Высоцкий</i> Газоармированные поршневые компрессионные кольца двигателей внутреннего сгорания.....	87
<i>В.М.Пестунов, О.С.Стеценко</i> Підвищення ефективності багатопшпіндельних головок агрегатних верстатів у сільськогосподарському машинобудуванні.....	94
<i>І.І. Павленко, Д.В. Вахніченко</i> Визначення конструктивних параметрів ВПК при виконанні типових рухів свердління.....	99
<i>О.М. Черниш</i> Використання умов енергетичного балансу в коливальних процесах.....	106
<i>В. М. Пестунов, О.С. Стеценко</i> Закономірності розвитку затискних механізмів.....	110
<i>І.І. Павленко, В.А. Мажара</i> Вплив конструктивних особливостей виконання порталних роботів на продуктивність РТК.....	121
<i>С.А. Мартиненко, Т.М. Ауліна, Л.С. Світецька</i> Зменшення опору повітропроводів пневматичних сівалок.....	126
<i>Д.Ю. Артеменко, О.С. Магопєць</i> Математична модель процесу роботи клинових відвальників щік сошника секції просапної сівалки.....	130
<i>М.М. Косінов, В.В. Амосов, П.М.Соломашенко</i> Дослідження можливості підвищення якості заповнення чарунок висівного диска насінинами.....	137
<i>О.М. Васильковський, В.В. Гончаров, Д.І. Петренко, С.М. Леценко</i> Аналітичне дослідження якості розділення зерноsumіші відцентрово-пневматичним сепаратором.....	141
<i>І.М. Осипов, В.В. Амосов, І.П. Сисоліна</i> Обґрунтування параметрів дозуючого пристрою до шнекового туковисівного апарата.....	147

<i>Б.Б. Кришкін, В.Я. Мірзак, О.Е. Ставерська, А.О. Черпак</i> Моделювання інтенсивності експлуатації пуансонів холодного видавлювання за допомогою програмного комплексу DEFORM v.10.....	154
<i>О.В. Оришака, В.О. Оришака, А.М. Артюхов, А.О. Кравцов</i> Обґрунтування параметрів установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів.....	161
<i>Р.В. Кісільов, К.Д. Матвєєв, П.Г. Лузан, В.О. Матвєєва</i> Аналіз конструктивно–технологічних і кінематичних параметрів змішувачів кормів для ВРХ.....	167
<i>Д.В. Трушаков, Д. Ю. Мошна</i> Створення конфігурацій обчислювальних комплексів з підвищеною надійністю.....	174
<i>І.О.Скриннік, В.В.Яцун, В.В.Дарієнко, Д.В. Богатирьов, М.О.Федотова</i> Математична модель руху насіння по каскадам зерносушарки каскадного типу.....	182
<i>Б.Б. Кришкін</i> Моделювання довговічності роботи фрикційних муфт однокривошипних пресів.....	188
<i>О.П. Голик, Р.В. Жесан, А.С. Краснюк</i> Енергозабезпечення селянських (фермерських) господарств на основі сонячної енергії в умовах Кіровоградського регіону.....	195
<i>Ф.М. Капелюшній, М.М. Калита</i> Відновлення посадкових місць корпусних деталей методом електроконтактного нагрівання.....	199
<i>С.М. Мороз, М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, В.В. Гончаров</i> Аналіз багат шарового руху зерна на нерухомій похилій робочій поверхні.....	203
<i>Б.М. Шифрин</i> Линейная модель колебаний подвески шасси пневмоколесной машины.....	208
<i>Е.И. Чемерис</i> Надёжность оператора-штамповщика при выполнении им операций контроля качества изделий и работы оборудования.....	216
<i>О.В. Кузик</i> Методи технічної реалізації модифікування композиційних олиव накладанням електричного і магнітного полів та методики досліджень режимів тертя в сполученнях деталей.....	221
<i>А.А. Тихий</i> Методика дослідження та моделювання напружено-деформованого стану грунту при дії на нього робочих органів ґрунтообробних машин	228
<i>О.В. Пономаренко</i> Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою.....	232

<i>О.Г.Собінов</i> Автоматизація управління баштовими сушарками ТОВ «Астра».....	237
<i>В.В. Яременко</i> Діагностування гідравлічних приводів комбайнів на динамічних перехідних режимах їх функціонування – шлях до створення електронних діагностичних засобів.....	246
<i>С.В. Струтинський</i> Визначення точного геометричного положення виконавчого органу просторової системи приводів.....	250
<i>Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, М.В. Красота</i> Оптимізація зубчатого зацеплення шестеренного насоса с целью повышения его удельной подачи.....	257

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 41

Частина II

Відповідальний за випуск М.М. Косінов

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 25.10.2011 Підписано до друку 28.10.2011. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.29.75
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №00055.