

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ 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 40

Частина II

КІРОВОГРАД • 2010

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, випуск 40, част. II. – Кіровоград: КНТУ, 2010. —281с.

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 № 8 від 29 березня 2010 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 1999р.).

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

УДК 631.315:629.783:525

Л.В. Аніскевич, проф., д-р техн. наук, Д.Г. Войтюк, проф., член-кор. УААН
 Національний університет біоресурсів і природокористування України

Управління режимами роботи збиральних машин в системі точного землеробства

Подано аналіз проблеми нерівномірного завантаження робочих органів збиральних машин технологічним матеріалом внаслідок зміни рівня місцевизначеної врожайності по напрямку ходу машини. Наведено методику уточнення інформації про місцевизначену врожайність шляхом розрахунку і використання імпульсних перехідних характеристик збиральних машин в функції часу. Описана методика прогностичного способу регулювання режимами функціонування робочих органів збиральної машини.

точне землеробство, місцевизначена врожайність, прогнозовані дані, регулювання, режим роботи

Постановка проблеми

Збиральні машини, наприклад, зернозбиральні комбайни (на полях України їх зараз біля 50 тис.), мають складну схему побудови (зернозбиральний комбайн містить в собі біля 3500 вузлів) і досить розгалужену механічну, а також гідравлічну і електричну системи привода робочих органів, що обумовлено специфічними і комплексними задачами збирання польових культур. Відомо [1], що врожайність сільськогосподарської культури по площі поля варіює в широких межах. Навіть по напрямку одного проходу комбайна по полю, рівень врожайності може змінюватись в декілька разів. На рис. 1 показано один з проходів зернозбирального комбайна (освітлена смуга АВ) на фоні картограми врожайності озимої пшениці.

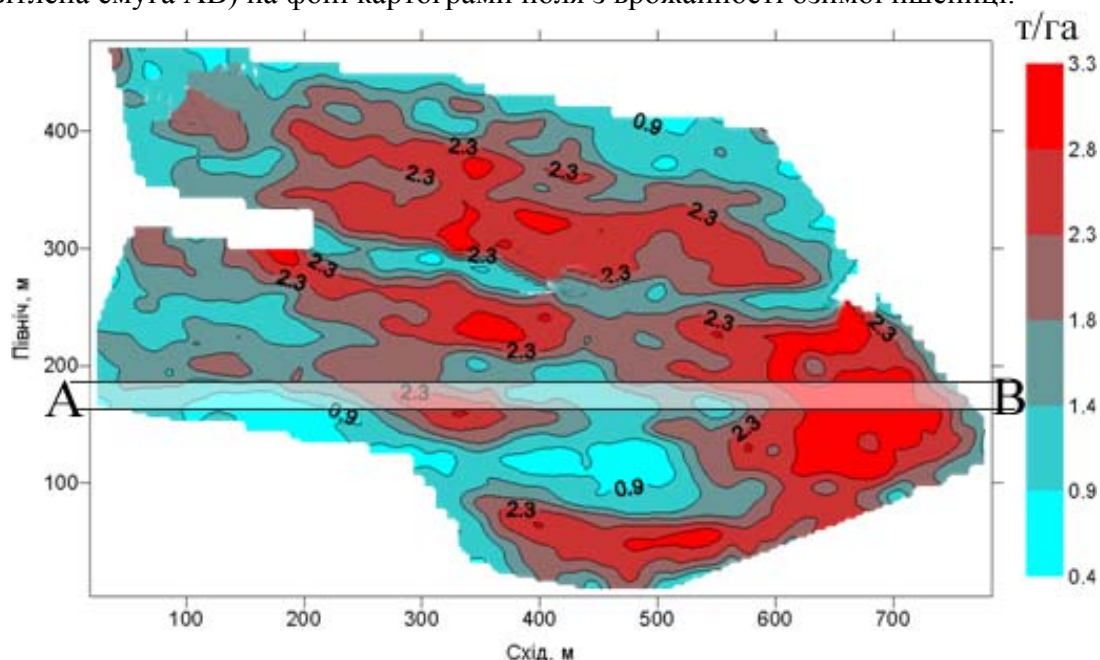


Рисунок 1 - Один з проходів (освітлена смуга АВ) комбайна, що накладений на картограму врожайності (т/га) поля

© Л.В. Аніскевич, Д.Г. Войтюк, 2010

З рисунку видно, що у напрямку навіть одного проходу комбайна врожайність змінюється від 9 до 33 ц/га, тобто більше ніж у три рази. Саме в таких випадках важко забезпечити рівномірне (в діапазоні раціональних режимів роботи) завантаження робочих систем комбайна. Значні зміни інтенсивності потоку зернового вороху (особливо пікові навантаження) негативно позначаються на витратах палива, якісних показниках збирання урожаю, зношенні деталей і вузлів машини та надійності зернозбирального комбайна в цілому, а також систем приводу внаслідок істотних силових збурень на робочих органах.

Тобто, істотні коливання врожайності сільськогосподарських культур по напрямку руху збиральної машини негативно позначаються на роботі комбайна, якщо при цьому не змінювати відповідним чином кінематичні та технологічні режими функціонування. Враховувати подібні явища можливо шляхом застосування систем автоматичного регулювання інтенсивності потоку вороху, що подається на робочі органи. Ще в 60-х роках минулого сторіччя була запропонована система автоматичного регулювання завантаження молотарки зернозбирального комбайна хлібною масою [2] з метою підвищення якості отриманого врожаю і уникнення пікових завантажень робочих органів, що можуть призвести до забивання пристроїв і зупинки їх роботи. Така система складалась із датчика товщини шару хлібної маси полозкового типу, який встановлювався в похилій камері, а також ряду додаткових елементів. Якщо товщина хлібної маси в похилій камері змінювалась, це призводило до переміщення чутливого елемента датчика, сигнал з якого оброблявся, і в результаті, шляхом дії на гідроциліндр керування варіатором швидкості руху комбайна, змінювалась швидкість комбайнування і, одночасно з цим, інтенсивність подачі хлібної маси до комбайна.

Пізніше були запропоновані різноманітні інші системи автоматичного завантаження робочих органів збиральних машин. Наприклад в [3] було представлено спосіб регулювання режимами функціонування робочих органів і швидкості руху зернозбирального комбайна, який полягає у застосуванні ультразвуку для визначення рівня врожайності зернової культури. Отримана від датчика інформація обробляється в бортовому комп'ютері, в результаті чого видаються команди на зміну швидкості руху зернозбирального комбайна і відповідних регулювань робочих органів.

Недоліком наведених і інших існуючих способів регулювання режимами функціонування робочих органів та швидкості руху збиральної машини є великий час реакції системи регулювання і виконавчих механізмів на зміну інтенсивності завантаження молотарки комбайна (як показують дослідження, на це витрачається близько 4-6 секунд). Це пояснюється тим, що збиральна машина складається з технологічних вузлів (двигун, молотарка, система очистки тощо) з великими масо-габаритними характеристиками і моментами інерції. Тому, для переходу машини на інший режим роботи необхідний час, не врахування якого призводить до нерівномірної подачі вороху сільськогосподарської культури на молотильні, очисні та інші робочі органи комбайна. В деяких випадках подібні системи автоматичного регулювання режимами функціонування робочих органів і швидкості руху комбайна не покращують, а навіть погіршують рівномірність завантаження силових агрегатів комбайна, і саме тому такі системи управління не знайшли широкого застосування. Необхідно мати такі програмно-апаратні комплекси автоматичного завантаження робочих органів комбайна, які б дозволяли завчасно (за 4-6 і більше секунд) передавати на регулювальні системи комбайна необхідні значення параметрів і режимів функціонування, щоб забезпечити чітке відпрацьовування перехідних процесів, які відбуваються в механізмах комбайна.

Вирішення проблеми

Одним з шляхів вирішення задачі відпрацьовування необхідних перехідних

процесів при роботі збиральної машини є застосування прогностичних картограм врожайності поля, на якому відбувається процес збирання, в якості картограм-завдання на виконання процесу збирання сільськогосподарської культури. Підставою для такого підходу є широка гама проведених в світі досліджень з прогнозування рівня врожайності на окремих полях. Існують різні способи і методики виконання прогностичних розрахунків рівня врожайності по площі поля із застосуванням повітряних і наземних систем збору і реєстрації польових даних.

На ділянці площею 8 гектарів експериментального поля навчально-дослідного господарства "Великоснітинський" НУБіП України проводились дослідження з реєстрації місцевизначеної врожайності пшениці на стадіях молочної, а пізніше – повної стиглості. Застосована методика дослідів дозволила розрахувати місцевизначену врожайність в залежності від координат відбору груп колосків на аналіз. Графіки зміни врожайності на стадії молочної та повної стиглості, а також кореляційна залежність між цими процесами представлені на рисунках 2 і 3.

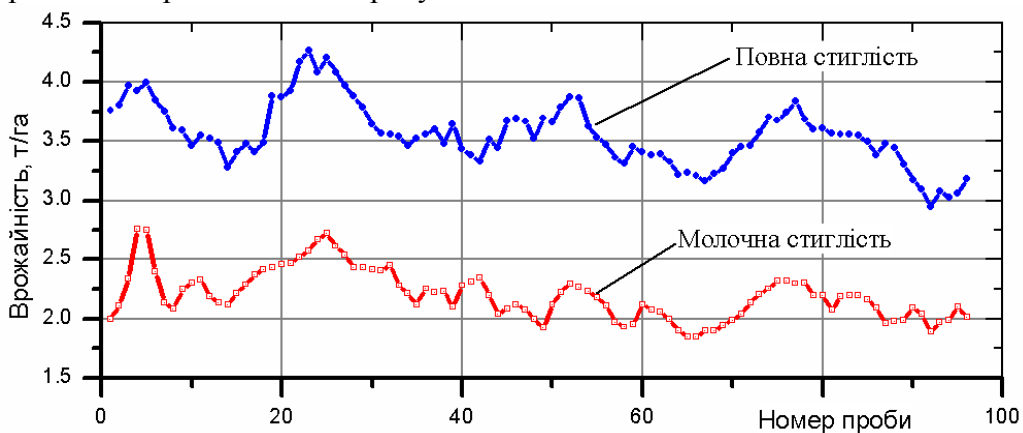


Рисунок 2 - Врожайність пшениці на стадії молочної та повної стиглості

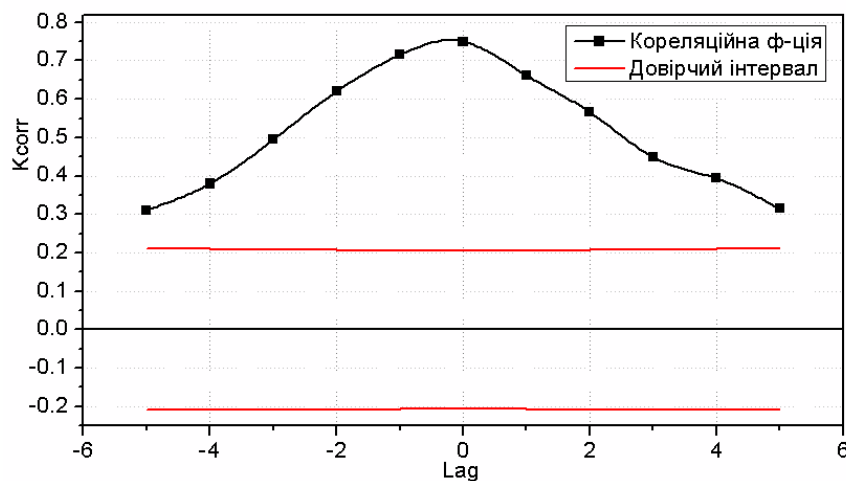


Рисунок 3 - Кореляційна функція процесів зміни врожайності на стадії молочної та повної стиглості

З рис. 3 видно, що при нульовому зсуві має місце високий рівень зв'язку (коефіцієнт кореляції складає 0.75) між місцевизначеною врожайністю на стадіях молочної та повної стиглості. Це означає, що картограма врожайності пшениці на стадії молочної стиглості (рис. 4) може служити прогностичним завданням для (у даному випадку) зернозбирального комбайна на виконання операції збирання зернових

на даному конкретному полі.

При такому підході слід врахувати, що після аналізу польових даних і складання картограми-завдання на збирання, останні надалі будуть реалізовані комбайнами через певний час. Цей розрив в часі зумовлює "старіння" (природнокліматичні фактори, непередбачена діяльність людини тощо) інформації про стан фітоценозів на момент проведення операції збирання. В зв'язку з цим пропонується компенсаційний спосіб використання інформації з прогностичної картограми-завдання. Суть способу полягає в одночасному використанні даних, що надходять від картограми-завдання та датчиків потоку зерна системи картографування місцевизначеної врожайності, яка

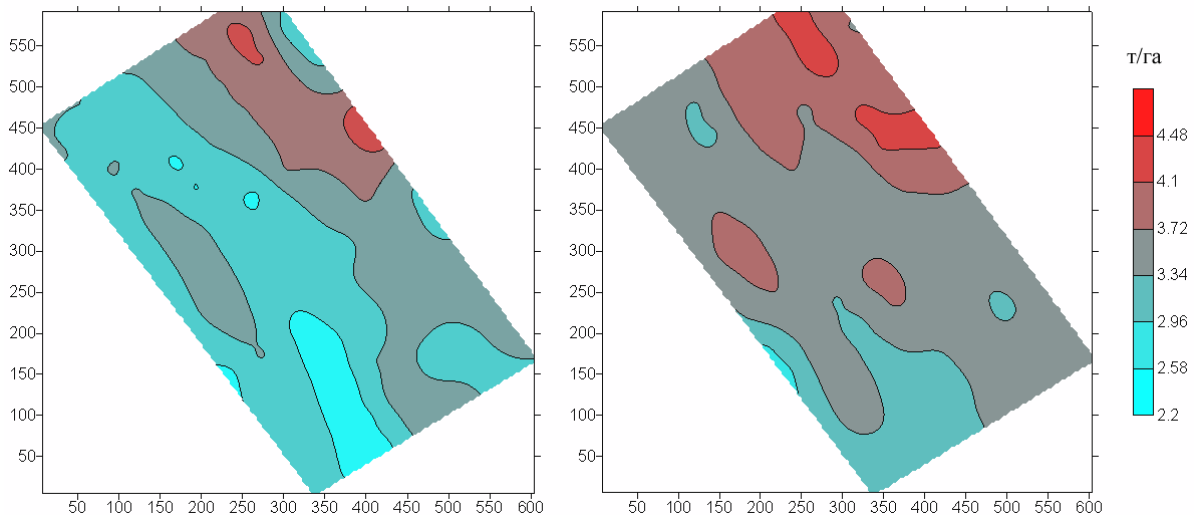


Рисунок 4 - Картограми врожайності зернових на стадії молочної (зліва) та повної стиглості

працює в реальному часі збирання. В такому випадку датчик маси зерна виступає в якості контрольного та корегуючого елемента при реалізації прогностичної картограми-завдання. До даних про поточну врожайність, що їх видає датчик маси зерна системи картографування врожайності, висувається умова, що якщо показання датчика маси зерна відрізняються від відповідних даних з картограми-завдання більш ніж на величину допуску η (наприклад на 20 %, тобто $\eta=0.2$), то проводиться перерахунок рівня врожайності. Тоді інформація про врожайність фітоценозу $Q_U(\tau)$, яка необхідна для формування сигналу керування $U(t)$ на управління режимами роботи комбайна буде складати:

$$Q_U(t_e) = \begin{cases} \frac{Q_K(t_e) + \delta(t_e)}{2}, & \text{якщо } \frac{|Q_K(t_e) - \delta(t_e)|}{Q_K(t_e)} \geq \eta; \\ Q_K(t_e), & \text{якщо } \frac{|Q_K(t_e) - Q_D(t_e)|}{Q_K(t_e)} < \eta, \end{cases} \quad (1)$$

де $Q_K(t_e)$ - дані про врожайність з картограми-завдання;

$t_e = t + \Delta T$;

ΔT - відрізок часу, з яким з випередженням (наприклад 4-6 секунд) зчитуються дані з картограми-завдання;

$\delta(t_e)$ - екстрапольовані на відрізок ΔT дані про поточну врожайність;

η - допуск на відхилення показань датчика маси зерна від відповідних значень картограми-завдання;

Таким чином, випрацьовується віртуальна картограма-завдання на збирання сільськогосподарської культури, інформація з якої використовується для розрахунку сигналу управління технологічним процесом збирання в оптимальному режимі.

Реалізацію запропонованого прогностичного способу регулювання режимами функціонування робочих органів збиральної машини можливо провести за допомогою системи (рис. 5) контролю і регулювання технологічними режимами роботи. На борту комбайна є обладнання супутникової глобальної системи позиціонування (ГСП), бортовий комп'ютер, в який додатково перед збиранням завантажується електронна картограма-завдання на збирання, яка отримана на підставі обробки даних з моніторингу процесів формування врожайності сільськогосподарської культури на даному полі, і це дозволяє керувати параметрами і режимами функціонування робочих органів зернозбирального комбайна шляхом вироблення бортовим комп'ютером сигналу оптимальних керуючих дій з випередженням ΔT і передачею цих сигналів на систему регулювання технологічними режимами роботи комбайна.

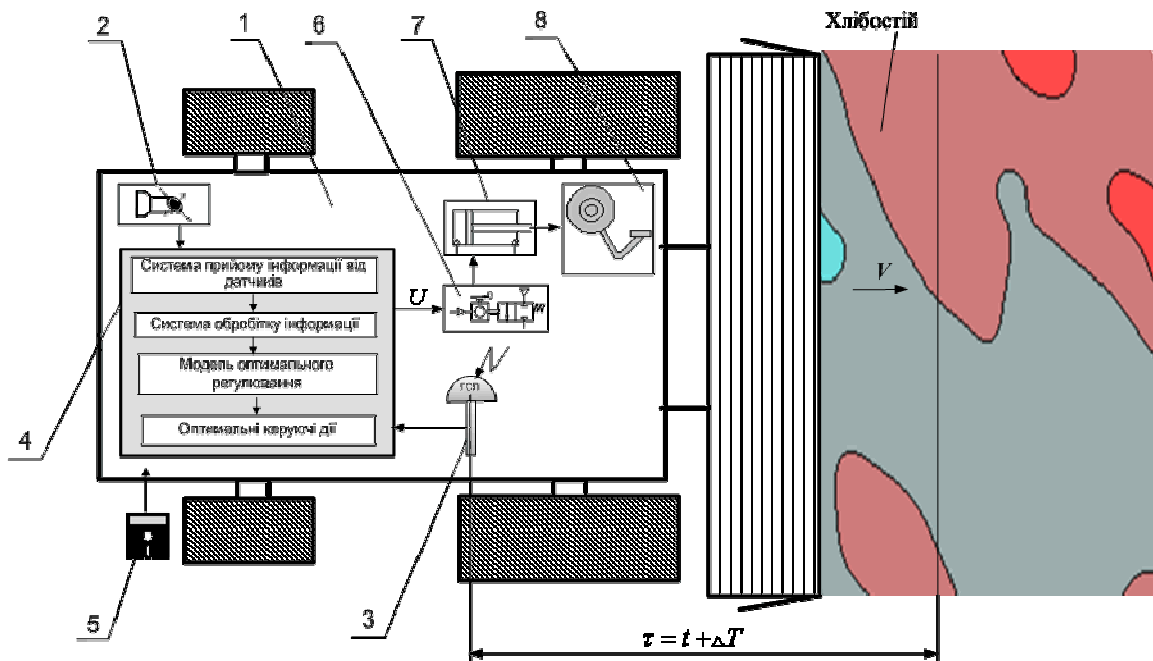


Рисунок 5 - Блок-схема системи прогностичного способу регулювання режимами функціонування робочих органів зернозбирального комбайна

В процесі роботи комбайна 1 за допомогою системи датчиків 2 визначаються в реальному часі такі параметри і режими роботи комбайна як частота обертання молотильного барабана, кінематичні параметри функціонування системи очищення тощо, а також швидкість V руху машини. За допомогою глобальної системи позиціонування 3 обчислюються координати, в яких знаходиться комбайн в даний момент часу, а бортовий комп'ютер 4 розраховує координати точки поля, в якій збиральна машина буде через проміжок часу, що дорівнює ΔT . Для цих координат з електронної картограми-завдання 5 зчитуються дані про рівень і стан врожайності сільськогосподарської культури, далі проводиться (на підставі моделі оптимального регулювання) обробка комплексу навігаційної та телеметричної інформації про стан

функціонування комбайну і випрацьовується сигнал оптимальної керуючої дії U , який передається на розподільник 6 (гідравлічного, пневматичного, електричного тощо типу). За допомогою виконавчого механізму 7 відбувається зміна режимів роботи об'єкту автоматичного керування 8 (наприклад, варіатора швидкості руху). Враховуючи те, що керування режимами роботи комбайна виконується з випередженням ΔT , досягається рівномірне завантаження комбайна хлібною масою, а значить і підвищення надійності і якості виконання технологічного процесу.

Проте, аналіз особливостей функціонування конкретних типів зернозбиральних комбайнів в процесі виконання сепаруючих та транспортних операцій зернового потоку показує, що в усіх сучасних бортових системах картографування місцевизначеної врожайності закладено досить грубий алгоритм перетворення інтенсивності потоку хлібного вороху, що надходить на різальний апарат жатки, в інтенсивність потоку очищеного зерна, що надходить в бункер. Такий алгоритм характеризується лише показником часу транспортного запізнення T_3 :

$$\hat{v}_Q(t - T_3)k = \hat{v}_D(t), \quad (2)$$

де $\hat{v}_Q(t - T_3)$ - оцінка інтенсивності потоку зернової частини хлібного вороху на жатці;

$\hat{v}_D(t)$ - оцінка інтенсивності потоку зерна, що надходить в бункер;

k - коефіцієнт підсилення;

T_3 - транспортне запізнення.

Структурна схема типової бортової системи картографування представлена на рис. 6. Вихідним сигналом датчика маси зерна є оцінка інтенсивності $\hat{v}_D(t)$ потоку зерна, що надходить в бункер. Після реалізації алгоритму (2) отримуємо інтенсивність $\hat{v}_Q(t - T_3)$. За допомогою бортового навігаційного комплексу (наприклад, супутникової навігації) визначаються оцінки швидкості руху машини та її координат $\hat{V}(t)$, $\hat{X}(t)$ відповідно.



Рисунок 6 - Структурна схема типової бортової системи картографування врожайності

Оцінка рівня місцевизначеної врожайності $\hat{\delta}[\hat{X}(t - T_3)]$ в осередку елементарної ділянки поля з вектором координат $\hat{X}(t - T_3)$ по ширині захвату жатки B дорівнює:

$$\hat{\delta}[\hat{X}(t - T_3)] = \frac{\hat{v}_o(t - T_3)}{B\hat{V}(t - T_3)}, \quad (3)$$

де $\hat{V}(t - T_3)$ - оцінка швидкості руху комбайна на момент часу $t - T_3$.

Геометрична інтерпретація (рис. 7) наведеного алгоритму показує, що якщо по ходу руху комбайна, наприклад, з'явиться поперечна смуга хлібостою (у вигляді прямокутного імпульсу), то через певний час T_3 в бункер піде очищене зерно з інтенсивністю потоку, що змінюється у вигляді сходинок. Час транспортного запізнення T_3 при цьому приймається сталою величиною ($T_3 \approx 10 \div 15$ с).

Слід зазначити, що таке припущення далеке від тих перетворень потоку, що мають місце в дійсності. В технічному ННІ НУБіП України проводились дослідження змін інтенсивності подачі очищеного зерна в бункер в залежності від інтенсивності надходження хлібної маси на жатку комбайна MF 9690. Спеціально спланований лабораторно-польовий експеримент дозволив створити умови, коли комбайн входив жаткою шириною захвату 9 м в поперечно до напрямку руху комбайна розташовану смугу хлібостою з шириною смуги 3, 6 та 9 метрів на різних робочих швидкостях. За допомогою датчика маси зерна оптичного типу проводилась реєстрація інтенсивності подачі очищеного зерна в бункер. Характер зміни інтенсивності потоку очищеного зерна для смуги хлібостою 9 м і швидкості руху машини 1.3 м/с показано на рис. 8.

З рисунку видно, що комбайн зрізує смугу хлібної маси близько за 7с. Подача очищеного зерна в бункер починається приблизно через 12 с, а закінчується – через 28

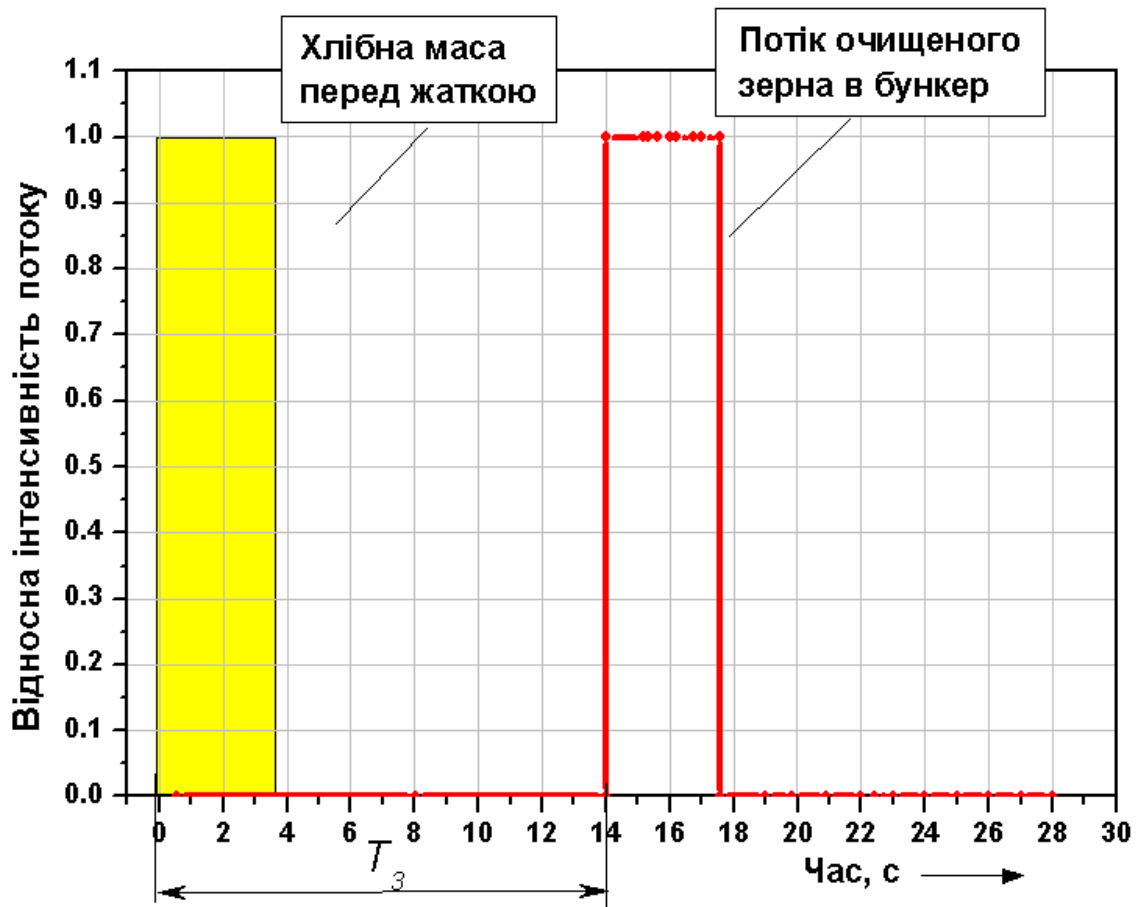


Рисунок 7 - Відносні інтенсивності потоку хлібного вороху та очищеного зерна

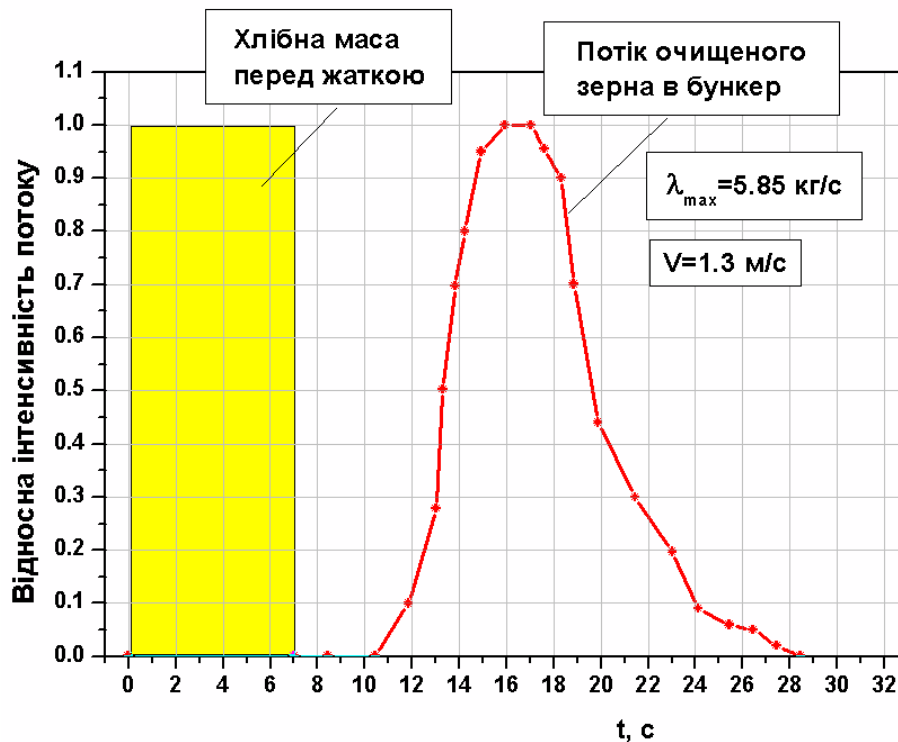


Рисунок 8 - Зміни інтенсивності потоку очищеного зерна

від початку зрізування. Тобто процес видачі зерна в бункер триває близько 16 с. Це означає, що застосування в існуючих системах картографування врожайності алгоритму перетворення інтенсивності потоку хлібного вороху (2), що характеризується тільки сталою величиною затримки T_3 , призводить до значних викривлень в значеннях дійсної місцевизначеної врожайності.

Для більш точного визначення динаміки потоків зерна в комбайні (у підсумку - значень місцевизначеної врожайності) пропонується використовувати інтегральну модель Дюамеля [4]:

$$v_D(t) = \int_{t_0}^t \mu(t-\tau)v_Q(\tau)d\tau, \quad (4)$$

де $\mu(t-\tau)$ - імпульсна перехідна функція збиральної машини;

t_0 - момент початку збирання врожаю.

Для отримання експериментальної оцінки імпульсної перехідної функції (ІПФ) збиральної машини були використані вищенаведені дані лабораторно-польових досліджень. Для цього оброблялися показання датчика інтенсивності потоку зерна в бункер на інтервалі часу $[t, t^*](t^* > T_3 + \tau)$.

Після визначення експериментальної оцінки ІПФ, остання використовується для розв'язку інтегрального рівняння (4) згорток двох функцій. Вирішується зворотна задача – відновлення інтенсивності потоку зернової частини хлібного вороху на жатці по відомим значенням показань датчика маси зерна та ІПФ. Завдяки цьому знаходиться оцінка (1) врожайності фітоценозу $Q_U(\tau)$, яка необхідна для формування сигналу керування $U(t)$ на управління режимами роботи комбайна. Тим самим досягається реалізація ефективного функціонування системи (рис. 5) прогностично-

компенсаційного способу регулювання режимами функціонування робочих органів збиральної машини.

Висновки

1. Розроблено методику уточненої оцінки місцевизначеної врожайності для побудови відповідних картограм, що базується на використанні інтегральної моделі Дюамеля опису динаміки потоків зерна в комбайні.

2. Запропоновано прогностичний спосіб регулювання режимами функціонування робочих органів збиральної машини.

3. Визначені і описані шляхи зменшення похибки прогностичної картограми-завдання, а також розроблено спосіб формування компенсаційного сигналу управління режимами роботи збиральної машини.

Список літератури

1. Войтюк Д.Г. Аспекти системи точного землеробства / Войтюк Д.Г., Анискевич Л.В., Гаврилюк Г.Р. // Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. пр.– Вип. 3 (6) – Одеса, 1999.– С. 497-501.
2. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Под ред. Е.С. Босого. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
3. Патент №288085DE ФРГ А 01 D41/12 Verfahren zur Regelung der Fahrgeschwindigkeit und der Arbeitsorgane im Maehdrescher nach der Zuflussdicht der Gutmasse / P.Feiffer, A.Feiffer, K.Aigenstaedt, A.Spendler, J.Voigt. – №3330678; опубл. 21.03.1991
4. Корн Г.Справочник по математике для научных работников / Корн Г., Корн Т.– М.: Наука, 1968.– 720 с.

Л. Анискевич, Д. Войтюк

Управление режимами работы уборочных машин в системе точного земледелия

Подан анализ проблемы неравномерной загрузки рабочих органов уборочных машин технологическим материалом вследствие изменения уровня местоопределенной урожайности по направлению движения машины. Приведена методика уточнения информации о местоопределенной урожайности путем расчета и использования импульсных переходных характеристик уборочных машин в функции времени. Описана методика прогностического способа управления режимами функционирования рабочих органов уборочной машины.

L. Aniskevych, D. Vojtuk

Management by the harvester modes of operation in the system of precision agriculture

The analysis of problem of uneven load of working parts of harvesters by technological material because of changing of site-specific yield to direction of harvester motion is given. The method of accurate definition of information about the site-specific yield by a estimation and use of impulsive transitional function of harvester in function of time is resulted. The prognostic method of management by the modes of operation of harvester is described.

Одержано 17.11.09

УДК 631.354

О.М. Леженкін, доц., д-р техн. наук (РФ)

Таврійський державний агротехнологічний університет

Диференціальні рівняння руху причіпної збиральної машини

Наведено методику складання диференціальних рівнянь руху причіпної збиральної машини з використанням рівнянь Лангранжа II роду в узагальнених координатах. Отримана кінематична модель руху асиметричної причіпної збиральної машини у вигляді диференціальних рівнянь, яку можна використовувати для аналізу стійкості руху машини.

диференціальні рівняння, збиральна машина, сили, моменти сил, деформації, узагальнені координати

Постановка проблеми. Причіпна збиральна машина обчислюючого типу призначена для збирання обчесаного вороху зернових культур в технологічній лінії стаціонарної технології збирання [1, 2, 4]. Збиральна машина є ланкою збирального агрегату, який включає в себе трактор, збиральну машину і причіп для збирання обчесаного вороху [3]. При роботі збирального агрегату можливо порушення стійкості руху його ланок, що призводить до підвищення втрат зерна необчесаним колосом. Для аналізу стійкості руху потрібно скласти диференціальні рівняння. Диференціальні рівняння руху всього збирального агрегату приведені в роботах [4, 5]. Але, враховуючи громіздкість отриманих коефіцієнтів, їх аналіз ускладнений, так як в результаті отримуються характеристичні рівняння у вигляді многочлена 15 порядку. Спрощення диференціальних рівнянь руху збирального агрегату шляхом зменшення числа ступенів свободи, та таким чином, зменшення числа узагальнених координат бажаного результату не дало, так як в результаті було отримана також достатньо складна система диференціальних рівнянь, характеристичне рівняння якої має порядок 10 ступені [6, 7]. Тому, на наш погляд найбільш реальним шляхом спрощення аналізу стійкості руху є розгляд кожної ланки окремо (трактора, збиральної машини і причепу-візка). Аналіз стійкості руху трактора, при агрегуванні збиральної машини виконаний в роботі [8]. Тому виникає задача складання диференціальних рівнянь руху збиральної машини.

Аналіз публікацій. Механіко-математичні основи аналізу руху механічних систем запропоновані Лагранжем [9]. Стосовно до умов сільськогосподарського виробництва загальну методику складання диференціальних рівнянь і їх наступному аналізу присвячені роботи П.В. Василенко [10, 11]. Найбільш повно питання динаміки причіпних агрегатів досліджені в роботах Л.В.Гячева [12, 13].

Невирішені проблеми. Загальні питання динаміки сільськогосподарських агрегатів викладені в роботах [10, 11, 12, 13], але динаміка асиметричної причіпної збиральної машини вимагають окремого розглядання.

Постановка завдання. З метою підвищення ефективності функціонування збиральної машини потрібно дослідити стійкість її руху, а це в свою чергу, вимагає складання диференціального рівняння руху.

Основна частина. Розглянемо рух збиральної машини по плоскій горизонтальній поверхні поля зі швидкістю $V_0 = \text{const}$, замінивши при цьому зв'язок із трактором і причепом їх реакціями. У відносному русі збиральна машина робить плоско-паралельний рух з одним ступенем волі. На збиральну машину діють наступні сили й моменти сил (рис.1):

\bar{T}_{L_1} і \bar{T}_{L_2} - сили пружності шин лівого й правого коліс збиральної машини;

M_{L_1} і M_{L_2} - моменти сил пружності шин лівого й правого коліс збиральної машини;

\bar{S}_{L_1} і \bar{S}_{L_2} - сили опору лівого й правого коліс збиральної машини;

\bar{R}'_{C_1} - реакція зв'язку із трактором;

\bar{R}_{C_2} - реакція зв'язку із причепом-візком для збору обчесаної купи;

\bar{R}_D - головний вектор сил опору очосу.

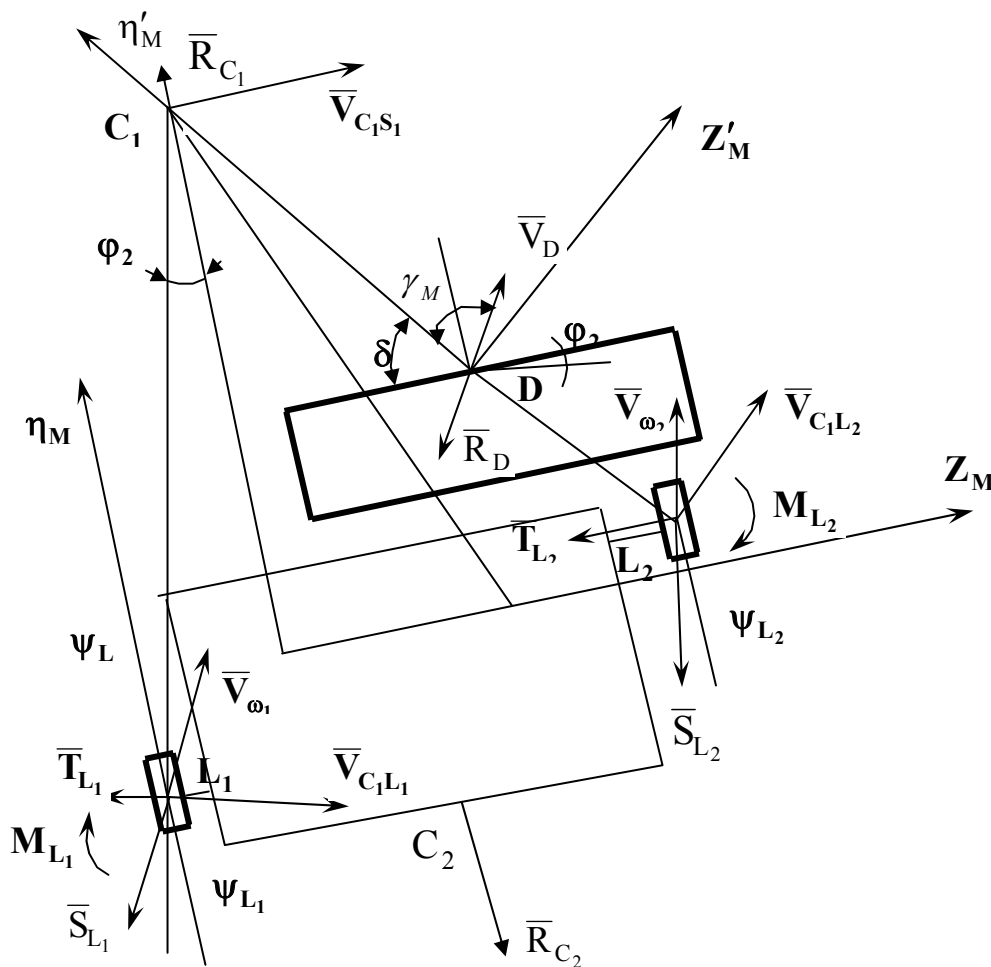


Рисунок 1 - Схема сил і моментів сил, прикладених до їх збиральної машини при заміні зв'язків реакціями

Для складання диференціального рівняння руху збиральної машини використовуємо рівняння Лагранжа II роду в узагальнених координатах [9]. В якості узагальненої координати приймаємо кут ϕ_2 (рис.1).

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right] - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_3. \quad (1)$$

Визначаємо кінетичну енергію збиральної машини:

$$T_{y.m.} = \frac{1}{2} \cdot (I_{C_1} \cdot \dot{\varphi}_2)^2, \quad (2)$$

де I_{C_1} - момент інерції збиральної машини щодо вертикальної вісі, що проходить через точку причепа C_1 .

Знаходимо узагальнену силу Q_3 , для чого повернемо збиральну машину на кут $\delta\varphi_2$ і визначимо суму елементарних робіт.

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & \delta A_{\varphi_2}(\bar{T}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{T}_{L_2}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{S}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{S}_{L_2}) + \\ & + \delta A_{\varphi_2}(\bar{M}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{M}_{L_2}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_D) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_{C_2}), \end{aligned} \quad (3)$$

де $\delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_{C_2})$ - елементарна робота сили реакції зв'язку із причепом-візком при повороті збиральної машини на кут $\delta\varphi_2$.

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & -T_L \cdot \ell \cdot \delta\varphi_2 - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2M_L \cdot \delta\varphi_2 - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L \cdot \delta\varphi_2 - \\ & - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L \cdot \delta\varphi_2 - S_L \cdot (p + \ell \cdot \delta\varphi_2) \cdot \delta\varphi_2 - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M \cdot \delta\varphi_2 + \\ & + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n \cdot \delta\varphi_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Так як кут γ_M (рис.1) малий в першому наближенні приймаємо $\sin \gamma_M = \gamma_M$.

Розділимо почленно вираз (4) на $\delta\varphi_2$ й одержимо значення узагальненої сили Q_3 .

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & -T_L \cdot \ell - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2M_L - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L - \\ & - S_L \cdot (p + \ell \cdot \delta\varphi_2) - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \end{aligned} \quad (5)$$

Для складання диференціального рівняння (1) необхідно знайти частинні похідні від кінетичної енергії збиральної машини по узагальнених координатах і по узагальнених швидкостях.

Знаходимо приватну похідну від кінетичної енергії збиральної машини по узагальненій координаті:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (6)$$

Визначаємо приватну похідну від кінетичної енергії по узагальненій швидкості:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_{C_1} \cdot \dot{\varphi}_2. \quad (7)$$

Диференціюємо за часом вираз (7)

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right] = I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (8)$$

Підставляємо вираз (8), (6) і (5) у рівняння (1)

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -T_L \cdot \ell - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2M_L - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L - \\ - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (9)$$

Використовуючи вираз для визначення деформацій, кутів закручування, а також моментів сил деформацій, рівняння (9) можна представити у вигляді:

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -C_L \cdot \ell \cdot \Delta_L - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \Delta_L - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \Delta_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \Delta_L - \\ - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \Delta_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (10)$$

Перетворимо отримане рівняння (10)

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = \Delta_L \left(-C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - \right. \\ \left. - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \right) - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (11)$$

Введемо позначення:

$$L = -C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \quad (12)$$

В результаті одержимо:

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n = \Delta_L \cdot L \quad (13)$$

Вирішимо отримане рівняння (13) відносно Δ_L :

$$\Delta_L = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}, \quad (14)$$

де γ_M - кут між вектором швидкості точки D (центра опору обчислюючих барабанів збиральної машини) і віссю η'_{MD} . Докладно методика визначення кута γ_M приведена в роботі [14].

Використовуючи отриманий в роботі [14] вираз для визначення γ_M , в результаті отримаємо:

$$\Delta_L = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}. \quad (15)$$

Продиференціюємо за часом вираз (15)

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} \quad (16)$$

В той же час, виходячи із залежності:

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + a \cdot \dot{\varphi}_1 + \ddot{X}_{S_1} + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell.$$

Якщо зневажити узагальненими швидкостями $\dot{\varphi}_1$ й \ddot{X}_{S_1} , то одержимо:

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell. \quad (17)$$

Дорівнюємо праві частини рівнянь (16) і (17):

$$\frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \quad (18)$$

Підставимо в рівняння (18) значення деформацій шин коліс збиральної машини Δ_L .

$$\frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} = V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell -$$

$$- V_0 \cdot k_L \cdot \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}.$$

Перетворимо рівняння (19):

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n = V_0 \cdot \varphi_2 \cdot L + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \cdot L -$$

$$- V_0 \cdot k_L \cdot \left(I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n \right).$$

або

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} \ddot{\varphi}_2 + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot \dot{\varphi}_2 = V_0 \cdot \varphi_2 \cdot L + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \cdot L -$$

$$- V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n - R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot \varphi_2 - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L \cdot \dot{\varphi}_2$$

В остаточному підсумку одержуємо диференціальне рівняння виду:

$$C_0 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_1 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_2 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_3 \cdot \varphi_2 = 0; \quad (20)$$

де

$$\begin{aligned}
 C_0 &= I_{C_1}; \\
 C_1 &= \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1}; \\
 C_2 &= R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L; \\
 C_3 &= -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L.
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

Вирази (21) є коефіцієнтами диференціального рівняння (20).

Висновки. В результаті проведених досліджень отримана кінематична модель руху збиральної машини, у вигляді диференціальних рівнянь, яку можна використовувати для аналізу стійкості руху збиральної машини.

Список літератури

1. Леженкин А. Уборка зерновых методом очеса /А. Леженкин //Сел. механизатор.-2004.-№11.- С.27.
2. Леженкин А.Н. Перспективная технология уборки зерновых для фермерских и крестьянских хозяйств Юга Украины/ А.Н. Леженкин //Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК: междунар. науч. конф.- Ярославль,2003.- Ч. III.- С.28-29.
3. Леженкин А.Н. Машина с очесывающим устройством /А.Н. Леженкин// Сел. механизатор.-2004.- №12.- С.2.
4. Леженкин А.Н. Дифференциальные уравнения движения уборочного агрегата /А.Н. Леженкин //Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК: междунар. науч. конф.- Ярославль,2004.- Ч. III.- С.107-117.
5. Леженкин А.Н. Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур /А.Н. Леженкин //Механиз. и электриф. сел. хоз-ва.- 2004.-№12.- С.24-25.
6. Леженкін О.М. Стійкість руху причіпного збирального агрегату очісуючого типу/ О.М. Леженкін //Праці /ТДАТА.- Мелітополь, 2005.- Вип.33.- С.26-46.
7. Леженкин А.Н. Дифференциальные уравнения прицепного уборочного агрегата при прямолинейном и равномерном движении центра масс трактора/ А.Н. Леженкин //Механизация и электрификация технологических процессов АПК /Известия междунар. академии аграрного образования.- СПб, 2008.- Вип.6, Т.1.- С.76-84.
8. Леженкін О.М. Стійкість руху трактора при агрегуванні причіпного збирального агрегату /О.Н. Леженкін //Праці /ТДАТА.- Мелітополь, 2005.- Вип. 31.- С.89-102.
9. Айзерман М.А. Классическая механика /М.А.Айзерман. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
10. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники /П.М.Василенко. – М.: Б.ю.технической информации ГОСНИТИ, 1962. – 230 с.
11. Василенко П.М. Элементы устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий /П.М.Василенко //Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – С.73-92.
12. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов /Л.В.Гячев. – Ростов на Дону: Изд-во Ростовского университета, 1976. – 192 с.
13. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – М.: Машиностроение, 1981. – 192 с.
14. Леженкин А.Н. Методология формирования энерго- и ресурсосберегающей технологии уборки зерновых культур в условиях фермерских хозяйств (на примере Украины): дис... д-ра техн.наук: 05.20.01 /А.Н.Леженкин.– МГАУ им. В.П.Горячкина. – М., 2008. – 503 с.

А. Леженкин

Дифференциальные уравнения движения прицепной уборочной машины

Приведена методика составления дифференциальных уравнений движения прицепной уборочной машины с использованием уравнений Лангранжа II рода в обобщенных координатах. Получена кинематическая модель движения асимметричной прицепной уборочной машины в виде дифференциальных уравнений, которую можно использовать для анализа устойчивости движения машины.

A. Lezhenkin

Differential equalizations motion of the towed harvester

In the article the method drafting of differential equalizations motion of the towed harvester is presented with the use of equalizations the Lagrange II level in the generalized co-ordinates. The kinematics model of motion of the asymmetric towed harvester as a differential evening is got, which it is possible to use for the analysis of stability of motion of machine.

Одержано 02.11.09

УДК 631.362

О.В. Козаченко, д-р техн. наук, О.А. Дзюба, інженер

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Теоретичні дослідження руху бульб картоплі по напрямних сепаратора

Наведено результати теоретичних досліджень руху бульб по робочому органу розробленого пристрою для сепарації картопляного вороху. Визначені інтервали зміни значень конструктивних параметрів, що забезпечують якісне виконання технологічного процесу сепарації.
сепарація, бульби картоплі, напрямні пристрою, конструктивні параметри

Сортування бульб на фракції є однією з важливих технологічних операцій післязбиральної переробки картопляного вороху [2]. Особливо важливою ця операція є для отримання якісного насінневого матеріалу [9].

Проблема пошуку нових технічних засобів та обґрунтування їх параметрів обумовлена тим, що існуючі картоплесортувальні пункти не забезпечують отримання високоякісного насінневого матеріалу та обумовлюють травмування бульб картоплі [2].

Аналізом відомих засобів для сортування бульб картоплі на фракції за розмірними характеристиками встановлена ефективність виконання процесу з використанням сепаруючих решіток з V- подібно встановлених напрямних [3,4]

Метою досліджень є теоретичне дослідження руху бульб картоплі по напрямних сепаратора з метою обґрунтування раціональних параметрів запропонованого пристрою [3]. При цьому основними параметрами, що обумовлюють якісне виконання технологічного процесу розподілу бульб на фракції, слід вважати: кут встановлення осі напрямних пристрою до горизонту - δ ; кут розхилу напрямних - β ; кут γ між бісектрисою кута, утвореного напрямними AB і DC ; кут повороту площини напрямних навколо осі OZ - α ; швидкість обертання гвинтової спіралі Ω (рис.1).

Для побудови математичної моделі руху бульби картоплі по робочому органу пристрою прийняті наступні припущення:

A. Lezhenkin

Differential equalizations motion of the towed harvester

In the article the method drafting of differential equalizations motion of the towed harvester is presented with the use of equalizations the Lagrange II level in the generalized co-ordinates. The kinematics model of motion of the asymmetric towed harvester as a differential evening is got, which it is possible to use for the analysis of stability of motion of machine.

Одержано 02.11.09

УДК 631.362

О.В. Козаченко, д-р техн. наук, О.А. Дзюба, інженер

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Теоретичні дослідження руху бульб картоплі по напрямних сепаратора

Наведено результати теоретичних досліджень руху бульб по робочому органу розробленого пристрою для сепарації картопляного вороху. Визначені інтервали зміни значень конструктивних параметрів, що забезпечують якісне виконання технологічного процесу сепарації.
сепарація, бульби картоплі, напрямні пристрою, конструктивні параметри

Сортування бульб на фракції є однією з важливих технологічних операцій післязбиральної переробки картопляного вороху [2]. Особливо важливою ця операція є для отримання якісного насінневого матеріалу [9].

Проблема пошуку нових технічних засобів та обґрунтування їх параметрів обумовлена тим, що існуючі картоплесортувальні пункти не забезпечують отримання високоякісного насінневого матеріалу та обумовлюють травмування бульб картоплі [2].

Аналізом відомих засобів для сортування бульб картоплі на фракції за розмірними характеристиками встановлена ефективність виконання процесу з використанням сепаруючих решіток з V- подібно встановлених напрямних [3,4]

Метою досліджень є теоретичне дослідження руху бульб картоплі по напрямних сепаратора з метою обґрунтування раціональних параметрів запропонованого пристрою[3]. При цьому основними параметрами, що обумовлюють якісне виконання технологічного процесу розподілу бульб на фракції, слід вважати: кут встановлення осі напрямних пристрою до горизонту - δ ; кут розхилу напрямних - β ; кут γ між бісектрисою кута, утвореного напрямними AB і DC ; кут повороту площини напрямних навколо осі OZ - α ; швидкість обертання гвинтової спіралі Ω (рис.1).

Для побудови математичної моделі руху бульби картоплі по робочому органу пристрою прийняті наступні припущення:

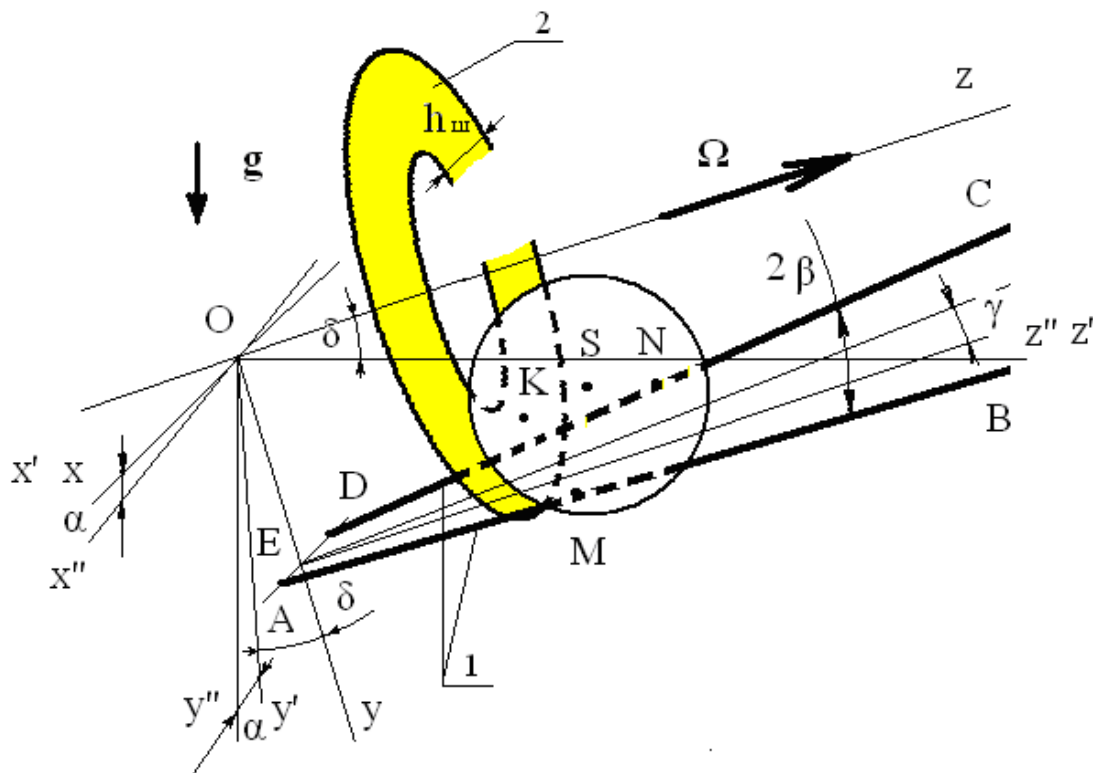
- бульба є тверда куля з радіусом R_S та масою m ;
- в точці контакту K бульби з шнеком відсутнє ковзання;
- в точках контакту M і N бульби з напрямними відбувається процес ковзання.

При переміщенні бульби картоплі по напрямних пристрою (рис. 1) на неї діють дві складові сили тиску N_M і N_N , які направлені перпендикулярно до поверхні бульби у відповідних точках.

Припускаючи, що картоплю є тверда куля радіусом R_S , прийемо декартову систему координат $(X;Y;Z)$ так, щоб вісь OZ співпадала з віссю шнека, площина $ABCD$ з напрямними була паралельна осі OZ , вісь OY направлена перпендикулярно площині $ABCD$ (рис.2). Початкові точки A і D напрямних знаходяться на колі радіусу R_l , що лежить в площині XOY з центром в точці O . Позначимо через h відстань між цими точками. Рівняння для направляючих AB і DC можна записати, відповідно, у вигляді

$$\vec{r} = [h + z \operatorname{tg}(\beta - \gamma)]\vec{i} + y_0 \vec{j} + z \vec{k}; \quad (1)$$

$$\vec{r} = [-h - z \operatorname{tg}(\beta + \gamma)]\vec{i} + y_0 \vec{j} + z \vec{k}.$$



1 – напрямні; 2 – шнек

Рисунок 1 - Схема для розрахунку пристрою для розподілу бульб картоплі на фракції

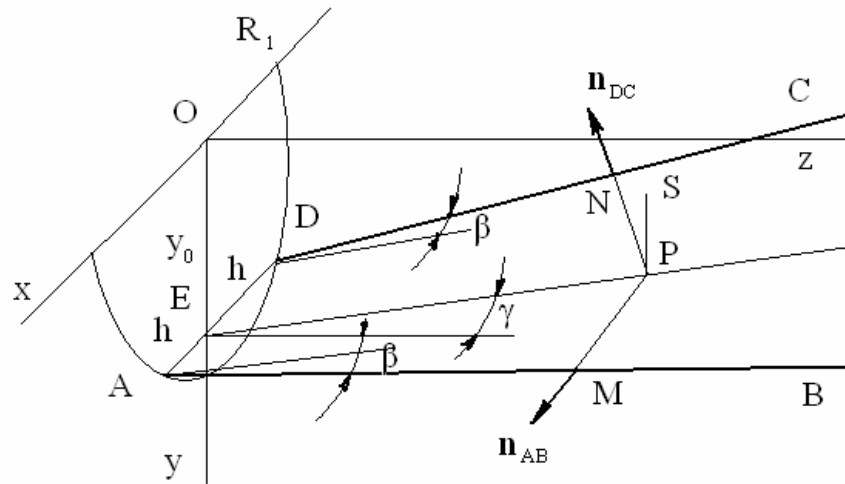


Рисунок 2 - Схема розташування точок контакту бульби картоплі із напрямними

Точка М є точкою перетину прямих АВ і РМ. Рівняння прямої РМ в векторній формі можна представити в вигляді

$$\vec{r} = \vec{r}_P + \lambda \vec{n}_{AB} = [x_S + \lambda \cos(\beta - \gamma)]\vec{i} + y_0\vec{j} + [z_S - \lambda \sin(\beta - \gamma)]\vec{k}, \quad (2)$$

де λ скалярний параметр, а $z_M = z$, $\lambda_M = \lambda$,
рішення якого має вид

$$z_M = z_S - \lambda_M \sin(\beta - \gamma); \quad (3)$$

$$\lambda_M = h \cos(\beta - \gamma) + z_S \frac{\sin \beta}{\cos \gamma}$$

$$z_M = z_S - \lambda_M \sin(\beta - \gamma)$$

Після знаходження λ_M , використовуючи (2), знаходимо першу координату точки М

$$x_M = x_S + \lambda_M \cos(\beta - \gamma). \quad (4)$$

Аналогічним чином визначаємо координати точки N

$$\lambda_N = h \cos(\beta + \gamma) + z_S \frac{\sin \beta}{\cos \gamma}$$

$$z_N = z_S - \lambda_N \sin(\beta + \gamma)$$

$$x_N = x_S - \lambda_N \cos(\beta + \gamma). \quad (5)$$

Рівняння для знаходження координати Y_S

$$|\overline{SM}| = R_s \quad (6)$$

як рішення рівняння $\lambda_M^2 + (y_0 - y_S)^2 = R_s^2$ запишемо у вигляді (7)

$$y_s = y_0 - \sqrt{R_s^2 - \lambda_M^2} \quad (8)$$

Вимоги проходу кулі через напрямні $Y_s = Y_0$ в точці $Z_s = Z_s^*$, можна записати у вигляді:

$$z_s^* = [R_s - h \cos(\beta - \gamma)] \frac{\cos \gamma}{\sin \beta} \quad (9)$$

Для знаходження точки контакту бульби картоплі зі шнеком задамо поверхню шнека Σ_s в параметричній формі, вибираючи як параметри довжину дуги s , яка відлічується від осі шнека до точки його поверхні уздовж циліндрового радіусу, і полярний кут φ , який відлічується від осі OY проти годинникової стрілки при погляді з позитивного напрямку осі OZ (рис.3).

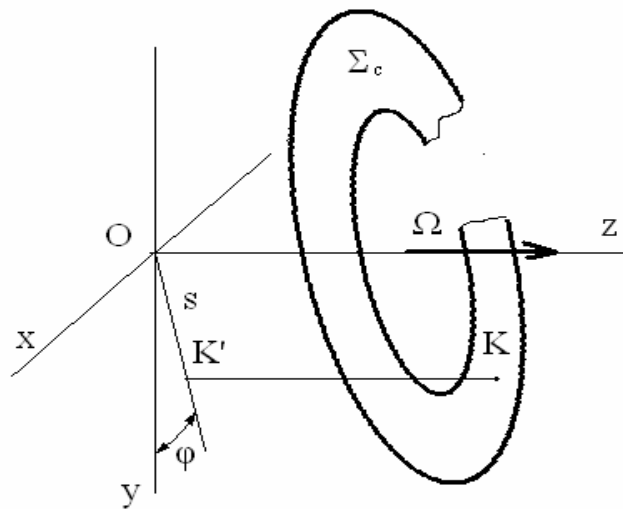


Рисунок 3 - Схема для знаходження точки контакту бульби картоплі зі шнеком

Рівняння поверхні шнека в полярній системі координат має вид

$$\vec{r} = -s \sin \varphi \vec{i} + s \cos \varphi \vec{j} + \frac{h_c}{2\pi} (\Omega t - \varphi) \vec{k} \quad (10)$$

$$(R_0 \leq s \leq R_1, \quad -\infty < \varphi < \infty)$$

Полярний кут φ пов'язаний з відповідним кутом ψ циліндричної системи координат і жорстко зв'язаний зі шнеком, що обертається, рівнянням

$$\varphi = \psi + \Omega t \quad (11)$$

В рухомій системі координат (спостерігач знаходиться на шнеку) рівняння(10) приймає вид

$$\vec{r} = -s \sin(\psi + \Omega t) \vec{i} + s \cos(\psi + \Omega t) \vec{j} - \frac{h_c}{2\pi} \psi \vec{k} \quad (12)$$

$$(R_0 \leq s \leq R_1, \quad -\infty < \psi < \infty)$$

Швидкість точки К шнека

$$\vec{v}_K = \left. \frac{d\vec{r}_K}{dt} \right|_{s,\varphi=const} = -\Omega s_K \cos \varphi_K \vec{i} - \Omega s_K \sin \varphi_K \vec{j}. \quad (13)$$

і радиус-вектор точки К визначається відношенням

$$\begin{aligned} \vec{r}_K &= \vec{r}_S - \lambda_{KS} \vec{N} = \\ &= \left[x_S + \lambda_{KS} \frac{h_c}{2\pi} \cos \varphi \right] \vec{i} + \left[y_S + \lambda_{KS} \frac{h_c}{2\pi} \sin \varphi \right] \vec{j} + [z_S - s \lambda_{KS}] \vec{k} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\lambda_{KS} = \frac{R_s}{|\vec{N}|} = \frac{R_s}{\sqrt{s^2 + (h_c / 2\pi)^2}}. \quad (15)$$

де

Співпадання точок шнека і бульби картоплі в точці К відбувається за умови:

$$\begin{cases} -s \sin \varphi = x_S + \lambda_{KS} \frac{h_c}{2\pi} \cos \varphi \\ s \cos \varphi = y_S + \lambda_{KS} \frac{h_c}{2\pi} \sin \varphi \\ \frac{h_c}{2\pi} (\Omega t - \varphi) = z_S - s \lambda_{KS} \end{cases} \quad (16)$$

які можна розглядати як трансцендентні рівняння для невідомих величин s_K і φ_K при заданих t, x_S, y_S .

Для знаходження швидкості \vec{V}_S точки S скористаємося теоремою про проєкції швидкостей кінців відрізка твердого тіла на напрямні цього відрізка в застосуванні до відрізка \overline{KS} [5-7]

$$(\vec{v}_S - \vec{v}_K) \cdot \vec{N} = 0 \quad (17)$$

або в координатній формі

$$s_K \dot{z}_S - \frac{h_c}{2\pi} \cos \varphi_K (\dot{x}_S + \Omega s_K \cos \varphi_K) - \frac{h_c}{2\pi} \sin \varphi_K (\dot{y}_S + \Omega s_K \sin \varphi_K) = 0. \quad (18)$$

В цьому випадку перші компоненти вектора \vec{V}_S знаходяться через його третю компоненту:

$$\dot{x}_S = -\dot{z}_S \operatorname{tg} \gamma, \quad \dot{y}_S = \frac{dy_S}{dz_S} \dot{z}_S, \quad (19)$$

де

$$\vec{v}_S = \dot{x}_S \vec{i} + \dot{y}_S \vec{j} + \dot{z}_S \vec{k}$$

Тоді попереднє рівняння можна розглядати як рівняння для знаходження $V_{S_z} = \dot{z}_s$ у вигляді

$$v_{S_z} = \dot{z}_s = \frac{h_c}{2\pi} \Omega s_K \left[s_K + \frac{h_c}{2\pi} \left(\operatorname{tg} \gamma \cos \varphi_K - \frac{dy_S}{dz_S} \sin \varphi_K \right) \right]^{-1} \quad (20)$$

Потім розглянемо закон руху центру мас кулі. Під законом руху матеріальної точки розуміють залежність координат цієї точки від часу [5-7]. Як це показано в попередньому пункті, для однозначного визначення функції $\vec{r}_s = \vec{r}_s(t)$ достатньо встановити залежність $r_s = r_s(t)$.

Рівняння динаміки твердої кулі складається із

$$m \vec{\omega}_S = \vec{F}^e. \quad (21)$$

Рівняння для відносного кінетичного моменту

$$J \frac{d\vec{\omega}}{dt} = \vec{M}_S^e, \quad (22)$$

де \vec{F}^e - головний вектор зовнішніх сил:

$$\vec{F}^e = \vec{R}_K + m \vec{g} + N_M (\vec{r}_S - \vec{r}_M) / |\vec{r}_S - \vec{r}_M| + N_N (\vec{r}_S - \vec{r}_N) / |\vec{r}_S - \vec{r}_N|. \quad (23)$$

\vec{M}_S^e - головний момент зовнішніх сил відносно центра мас S кулі:

$$\vec{M}_S^e = (\vec{r}_K - \vec{r}_S) \times \vec{R}_K - f_m N_M (\vec{r}_M - \vec{r}_S) \times \vec{v}_{M\tau} / |\vec{v}_{M\tau}| - f_m N_N (\vec{r}_N - \vec{r}_S) \times \vec{v}_{N\tau} / |\vec{v}_{N\tau}| \quad (24)$$

Умови зіткнення кулі з напрямними

$$\vec{v}_M \cdot (\vec{r}_M - \vec{r}_S) = 0, \quad \vec{v}_N \cdot (\vec{r}_N - \vec{r}_S) = 0 \quad (25)$$

Остаточно система рівнянь, яка описує динаміку кулі, має вигляд:

$$\vec{R}_K + N_M (\vec{r}_S - \vec{r}_M) / |\vec{r}_S - \vec{r}_M| + N_N (\vec{r}_S - \vec{r}_N) / |\vec{r}_S - \vec{r}_N| = m(\vec{\omega}_S - \vec{g}) \quad (26)$$

Після перетворень отримуємо рівняння, яке описує динаміку кулі відносно невідомих $\vec{\omega}$, N_M , N_N

$$J \frac{d\vec{\omega}}{dt} = N_M \left[(\vec{r}_K - \vec{r}_S) \times \left(\frac{\vec{r}_M - \vec{r}_S}{R_s} + f_m \frac{\vec{v}_{M\tau}}{|\vec{v}_{M\tau}|} \right) \right] - f_m N_N (\vec{r}_N - \vec{r}_S) \times \vec{v}_{N\tau} / |\vec{v}_{N\tau}| \quad (27)$$

У момент проходження бульби через напрямні її центр мас має певну швидкість \vec{v}_S^0 і її подальший рух відбувається під дією сили тяжіння, відповідно до рівняння руху центру мас

$$m \frac{d\vec{v}_S}{dt} = m \vec{g} \quad (28)$$

Вільне падіння відбувається до моменту потрапляння кулі на горизонтальну поверхню Σ_P (рис.4).

Закон руху центра маси бульби

$$\begin{aligned} x_S'' &= x_S^0'' + v_{Sx}^0'' t; \\ y_S'' &= y_S^0'' + v_{Sy}^0'' t + g t^2 / 2; \\ z_S'' &= z_S^0'' + v_{Sz}^0'' t. \end{aligned} \quad (29)$$

Час падіння бульби картоплі t_p на площину із закону збереження потенційної енергії визначається залежністю

$$t_p = g^{-1} \left[\sqrt{(v_{Sy}^0'')^2 + 2g(H - y_S^0'')} - v_{Sy}^0'' \right] \quad (30)$$

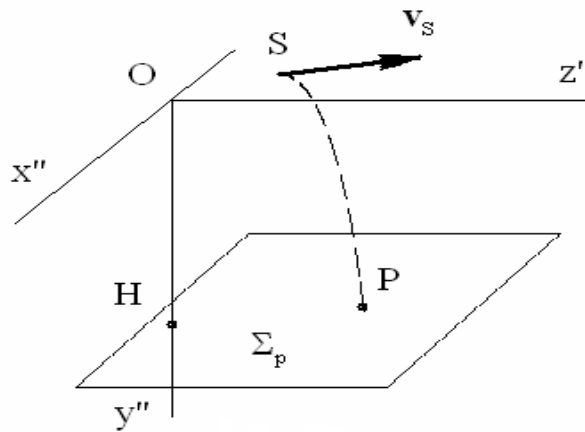


Рисунок 4 - Схема руху центра бульби картоплі після проходу через напрямні

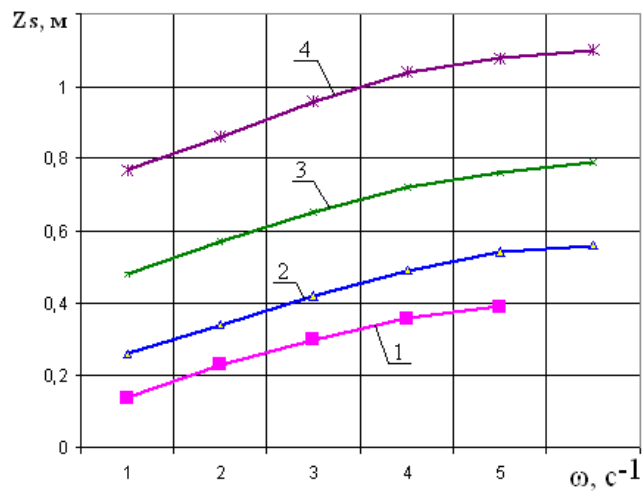
Для чисельного вирішення задачі використано метод ламаних Ейлера з використанням програмного продукту Matlab.

Розрахунки виконувалися з метою визначення раціональних параметрів пристрою для розподілу бульб картоплі на фракції. Якість розподілу визначається як залежність значень параметрів пристрою ω , σ і α від Z_s . Травмування бульб обумовлюється зусиллям контакту їх з напрямними пристрою, що визначається значеннями реакцій зв'язку N_M і N_N . При збільшенні цих значень збільшується ймовірність травмування бульб картоплі. При зменшенні значень N_M і N_N до мінімуму (N_M і $N_N = 0$) може спостерігатися порушення технологічного процесу, що обумовлюється сходом бульб картоплі з напрямних пристрою.

За результатами розрахунків отримані залежності, що представлені на рис. 5-7.

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити наступні висновки. Збільшення частоти обертання шнека (рис. 5) обумовлює збільшення значень Z_s , що визначає момент проходу бульб по довжині напрямних пристрою. При цьому спостерігається перекриття площі розподілу бульб різного радіусу і його зменшення між другою фракцією ($R_S=0.023$ м), третьою ($R_S=0.035$ м) та четвертою ($R_S=0.05$ м) Збільшення

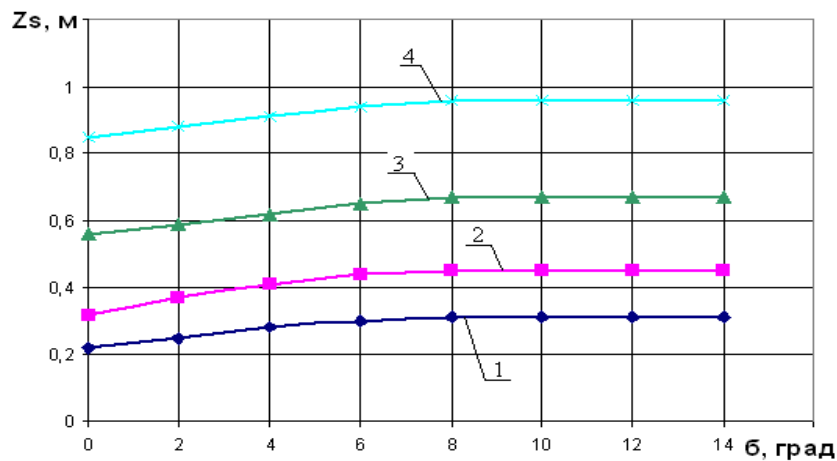
частоти обертання шнека ω обумовлює збільшення ймовірності потрапляння бульб у сумішні фракції. Тому забезпечення необхідної якості сепарації та продуктивності пристрою бажаним є значення кутової швидкості обертання шнека в межах $\omega = 3,0 - 4,0 \text{ c}^{-1}$.



1- $R_s = 0,017 \text{ м}$; 2- $R_s = 0,023 \text{ м}$; 3- $R_s = 0,035 \text{ м}$; 4- $R_s = 0,05 \text{ м}$

Рисунок 5 - Залежність частоти обертання гвинтової спіралі ω від Z_s для фракцій бульб картоплі

Збільшення кута постановки напрямних пристрою до горизонту (рис. 6) при фіксованій кутовій швидкості обертання шнека $\omega = 3,1 \text{ c}^{-1}$ вказує на те, що для забезпечення постійного контакту бульб з напрямними та зменшення потрапляння їх в сумішні фракції значення кута β необхідно приймати в межах $7 - 10^\circ$.

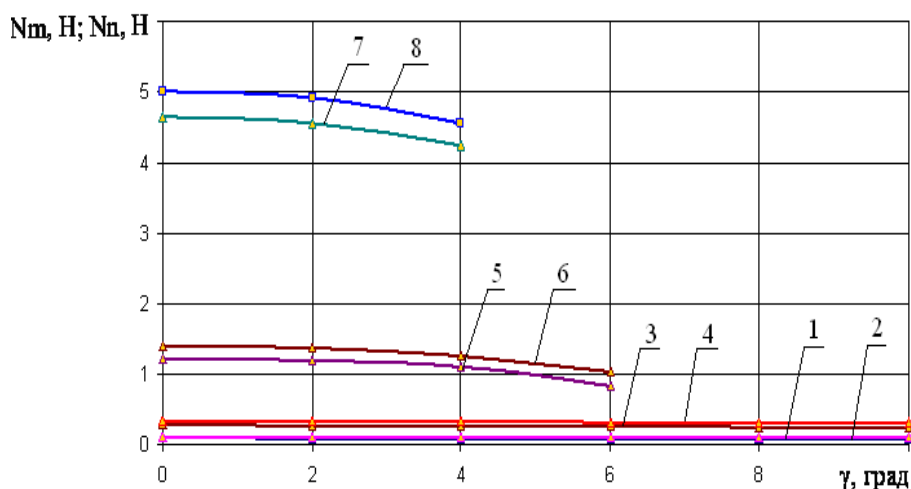


1- $R_s = 0,017 \text{ м}$; 2- $R_s = 0,023 \text{ м}$; 3- $R_s = 0,035 \text{ м}$; 4- $R_s = 0,05 \text{ м}$

Рисунок 6 - Залежність кута встановлення осі гвинтового пристрою до горизонту від Z_s при $\omega = 3,1 \text{ c}^{-1}$ для фракцій

Результати розрахунків вказують на те, що значення реакцій зв'язку бульб картоплі з напрямними залежить не тільки від кута між осями симетрії шнека і напрямних γ , а й від розміру бульб (рис. 7) Збільшення кута γ приводить до зменшення значень реакцій зв'язку. При цьому для третьої фракції ($R_s = 0,025 \text{ м}$) при $\gamma = 6^\circ$ та четвертої фракції ($R_s = 0,05 \text{ м}$) при $\gamma = 4^\circ$ спостерігається втрата контакту між бульбами картоплі та напрямними пристрою, тобто порушення технологічного процесу. Це

вказує на те, що сепарації бульб в інтервалі розмірних характеристик доцільно вибирати значення кута γ в межах $2,5-6^0$.



1- $R_s=0,017$ м, Nm; 2- $R_s=0,017$ м, Nn; 3- $R_s=0,023$ м, Nm; 4- $R_s=0,023$ м, Nn; 5- $R_s=0,035$ м, Nm;
6- $R_s=0,035$ м, Nn; 7- $R_s=0,05$ м, Nm; 8- $R_s=0,05$ м, Nn

Рисунок 7 - Залежність реакцій зв'язку бульб картоплі з напрямними від кута між осями симетрії гвинтової спіралі та V – подібно встановлених напрямних при $\omega=3,1$ с^{-1} для фракцій

Висновки

1. Розроблена математична модель руху бульб картоплі по напрямних пристрою дозволяє визначити залежність конструктивних параметрів на якість сепарації картопляного вороху на фракції.

2. Якісний процес сепарації бульб картоплі може бути забезпечений при наступних інтервалах зміни параметрів пристрою: кутова швидкість обертання шнека $\omega = 3-4$ с^{-1} ; кут постановки напрямних до горизонту $\delta = 7-10^0$; кут між вісями симетрії шнека і напрямними пристрою $\gamma = 2,5-6^0$.

3. Вважати за доцільне проведення експериментальних досліджень по оптимізації конструктивних параметрів розробленого пристрою на сепарації певних сортів бульб картоплі.

Список літератури

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины.- М.: Машиностроение, 1984.-317 с.
2. Колчин Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей.-М.: Машиностроение, 1982.- 265 с.
3. Патент 65647 Україна В 07 В 1/16, ВО7В1/20 Гвинтовий класифікатор / Дзюба О. А, Дзюба А.І., О.В. Козаченко (Україна).- № 2001074964, Заявлено 14.07.2001; Опубл. 15.04.2004, Бюл. № 4.
4. Дзюба О.А. Експериментальна установка для випробування пристрою для сортування картоплі на фракції //Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2001. – Вип.. 8, Т.2.-С.165-169.
5. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики. –Т.1.– М.: Наука, 1972.- 530 с.
6. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики. Т.1,2. М.: Наука, 1965.
7. Кошкин Н.И., Ширкевич М.Г. Справочник по элементарной физике.– М.: Наука, 1966. – 246 с.
8. Тихонов А.Н., Васильева А.Б., Свешников А.Г. Дифференциальные уравнения.– М.: Наука, 1985.- 231 с.
9. Фролов В.О. Обґрунтування процесу та параметрів робочих органів для передпосівної доробки бульб картоплі: Автореферат. дис.канд. техн.. наук: 05.20.01/ІМЕСХ УААН.-Глеваха., 1995.-21 с.

А. Козаченко, О. Дзюба

Теоретические исследования движения клубней картофеля по направляющих сепаратора

Приведены результаты теоретических исследований движения клубней по рабочему органу разработанного устройства для сепарации картофельного вороха. Определены интервалы значений конструктивных параметров, которые обеспечивают качественное выполнение технологического процесса сепарации.

A. Kozachenko, O. Dzyuba

Theoretical research of motion of tubers of potato for sending separator

The results of theoretical researches of motion of tubers are resulted on a working organ to developet adaptation for separation of potatos lots. The intervals of values of structural parameters which provide high-quality implementation of technological process are certain.

Одержано 05.11.09

УДК 631.362.33

Г.О. Глобенко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Підвищення ефективності зволоження зерна в машинах і апаратах зернопереробних підприємств

В статті розглянуто питання підвищення ефективності зволоження зерна. З метою підвищення ефективності зволоження зерна і зменшення енергозатрат на підприємствах зернопереробної промисловості визначені фактори, які впливають на процес зволоження та запропоновано принципово новий вид пропорційного дозатора зерна і води.

зволоження, водоструменеві машини, пропорційний дозатор зерна і води, відокремлення оболонок

Для змішування зернових і рідких продуктів застосовують різноманітні за принципом дії і конструкцією дозатори та змішувачі. Процеси, які відбуваються в цих машинах відносяться до важливих збагачувальних процесів.

Наведемо класифікацію дозуючих машин.

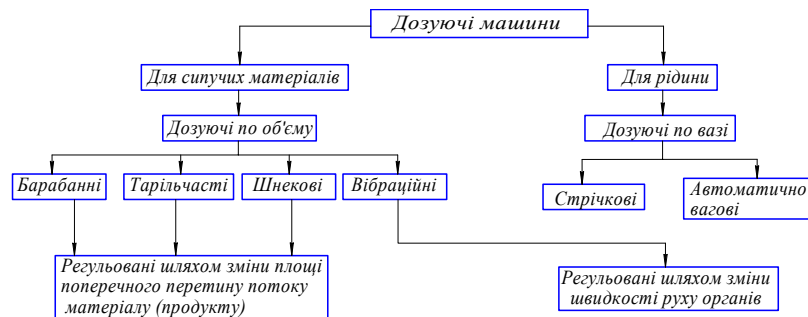


Рисунок 1 – Класифікація дозуючих машин

А. Козаченко, О. Дзюба

Теоретические исследования движения клубней картофеля по направляющих сепаратора

Приведены результаты теоретических исследований движения клубней по рабочему органу разработанного устройства для сепарации картофельного вороха. Определены интервалы значений конструктивных параметров, которые обеспечивают качественное выполнение технологического процесса сепарации.

A. Kozachenko, O. Dzyuba

Theoretical research of motion of tubers of potato for sending separator

The results of theoretical researches of motion of tubers are resulted on a working organ to developet adaptation for separation of potatoes lots. The intervals of values of structural parameters which provide high-quality implementation of technological process are certain.

Одержано 05.11.09

УДК 631.362.33

Г.О. Глобенко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Підвищення ефективності зволоження зерна в машинах і апаратах зернопереробних підприємств

В статті розглянуто питання підвищення ефективності зволоження зерна. З метою підвищення ефективності зволоження зерна і зменшення енергозатрат на підприємствах зернопереробної промисловості визначені фактори, які впливають на процес зволоження та запропоновано принципово новий вид пропорційного дозатора зерна і води.

зволоження, водоструменеві машини, пропорційний дозатор зерна і води, відокремлення оболонок

Для змішування зернових і рідких продуктів застосовують різноманітні за принципом дії і конструкцією дозатори та змішувачі. Процеси, які відбуваються в цих машинах відносяться до важливих збагачувальних процесів.

Наведемо класифікацію дозуючих машин.

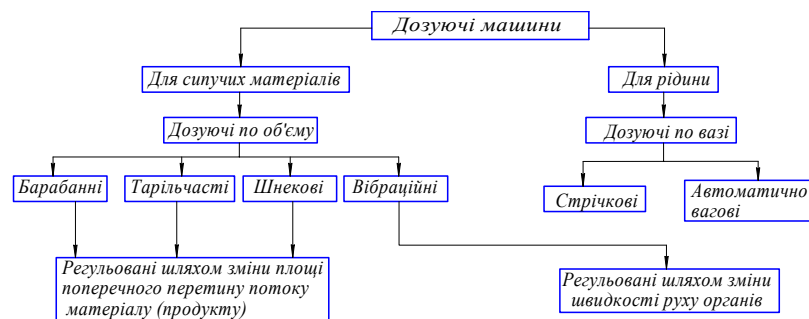


Рисунок 1 – Класифікація дозуючих машин

Одним із основних етапів підготовки зерна до переробки, якісно поліпшуючих ступінь його продовольчого використання є зволоження.

В процесі зволоження і послідуного відволоження в зерні протікають фізико-біологічні перетворення, в результаті яких послаблюється зв'язок квіткової і плодової оболонки з ядром, чим і полегшується відокремлення оболонки від зерна при незначних втратах ендосперму.

Застосування в зернопереробній промисловості водоструменевих машин дозволяє з достатньою точністю здійснювати дозування води пропорційно зерновому потоку, однак рівномірного зволоження досягти важко. Більш рівномірне зволоження досягається в обладнанні, яке працює по принципу відцентрового водорозпилення.

Потрібну кількість води G_6 для зволоження зерна з достатньою точністю можливо визначити рівнянням

$$G_6 = Q_3 \cdot \left(\frac{100 - a}{100 - b} - 1 \right),$$

де Q_3 – вага зерна, яка підлягає зволоженню, кг;

a – початкова вага зерна, %;

b – потрібна волога зерна після пропуску через обладнання, %.

Витрати води при зволоженні зерна в водоструменевих машинах складає від 2 до 8 л на 1 т зерна в залежності від ступеня його зволоження. Витрати води на зволоження зерна в водорозпилюючих машинах 25-50 л на 1 т зерна.

З метою підвищення ефективності зволоження зерна і зменшення енергозатрат на підприємствах зернопереробної промисловості нами запропоновано принципово новий вид пропорційного дозатора зерна і води (рис. 2, а, б, в).

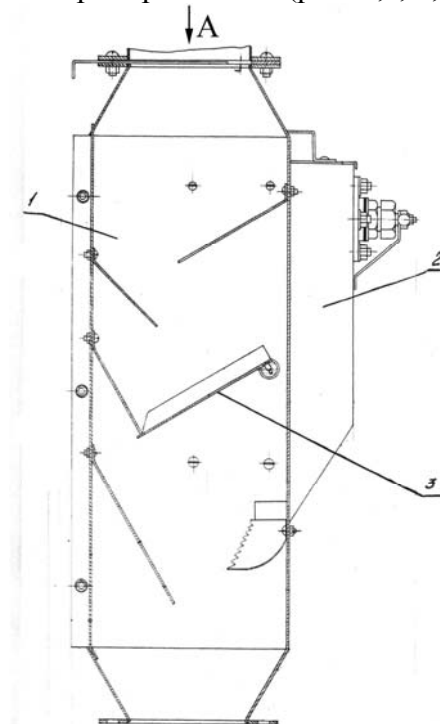


Рисунок - 2а

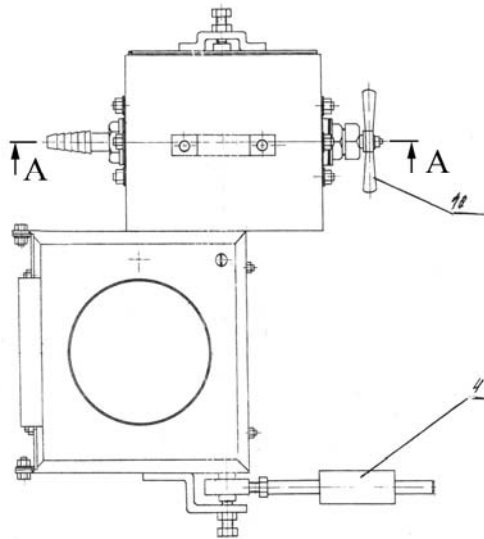


Рисунок - 2б

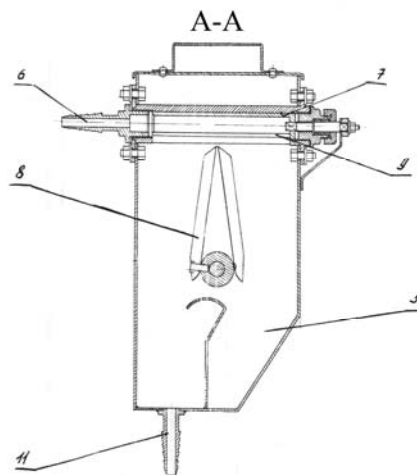


Рисунок - 2в

Рисунок 2 – Пропорційний дозатор зерна

Пропорційний дозатор зерна і води складається із двох частин: шахти 1 з полицями і клапаном 3 з грузилом 4 для дозування зерна, ємності 2 для пропорційного дозування води. Вода в ємність 2 подається через штуцер 6 в трубу з прорізом 9. Ширину прорізу, і відповідно кількість поступаючої води, можна регулювати поворотом важеля 10.

Всередині ємності на валу вантажного клапану встановлено відсікач 11, який поділяє потік води на 2 частини: одна частина, пропорційна кількості поступаючого через клапан зерна, подається в машину на зволоження, друга – надлишкова, із ємності через штуцер 9 виділяється на рециркуляцію або на інші технологічні потреби.

Ефективність очистки і величина зволоження зерна в машинах і апаратах для зволоження залежить від часу обробки зерна водою та її температури. За час обробки зерна (3...5 с) вода не встигає проникнути в ендосперм, а тільки частково поглинається оболонками зерна.

Прирощування вологи на поверхні зерна протікає більш інтенсивно в перші секунди і значно менше в наступні (рис. 3). Швидкість поглинання вологи залежить від

особливостей перероблюваного зерна (рис. 4, 5). Крупне зерно поглинає вологу повільніше за дрібне, так як його питома поверхня менша. Найбільш повільно проникає волога в зерно твердої і високоскловидної м'якої пшениці. Зерно з мучнистим ендоспермом поглинає воду дуже інтенсивно, а тому пшеницю I і III типів із скловидністю нижче 40% і вологістю більше 14% не рекомендується обробляти в мийних машинах. Таку пшеницю достатньо зволожити тільки перед I драною системою. Надлишкове зволоження зерна утруднює його подрібнення і просіювання продуктів розмелу, знижує вихід і якість готової продукції.

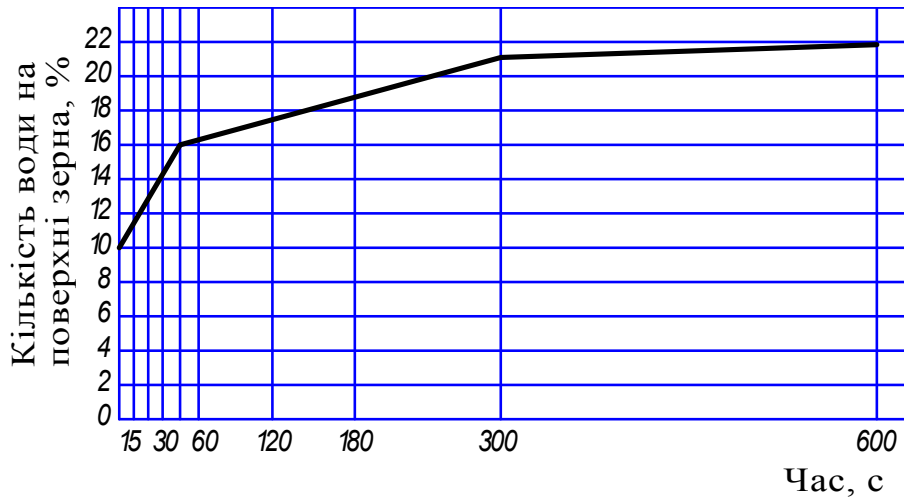
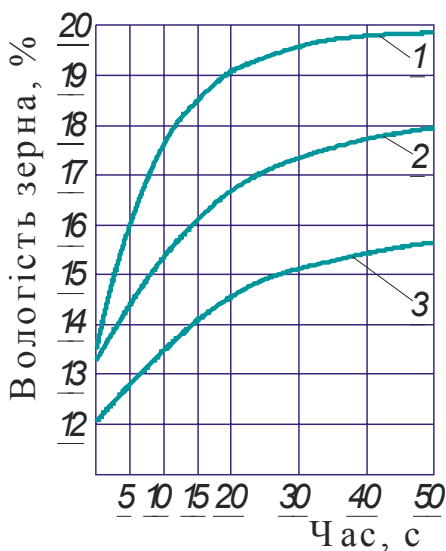
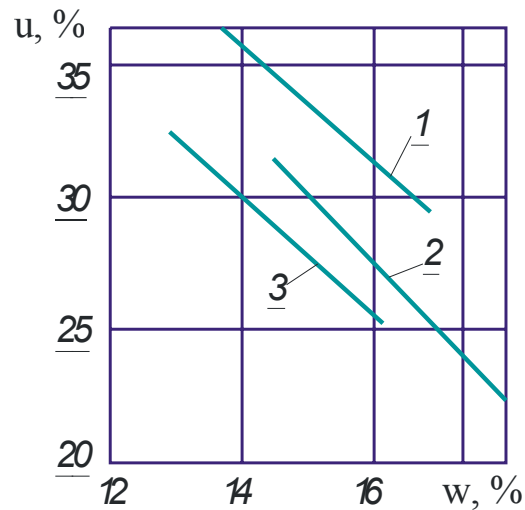


Рисунок 3 – Залежність приросту вологи в зерні від терміну перебування його в воді (по Г.А. Єгорову)



1. Скловидність – 32%; 2. Скловидність – 50%; 3. Скловидність – 70%

Рисунок 4 – Приріст вологи в зерні пшениці різної скловидності при його мийці водою температурою 50° С (по І.Т. Мерко)



1. Скловидність – 53%; 2. Скловидність – 68%; 3. Скловидність – 35%

Рисунок 5 – Вплив ступеня зволоження зерна на вилучення крупної крупки при розмелі пшениці IV типу

Таким чином, з впровадженням на підприємствах зернопереробної промисловості пропорційного дозатора зерна і води, досягнуто достатньо ефективного зволоження зерна з більш економічними витратами води і енергозбереження, в порівнянні з обладнанням відцентрового водорозпилення.

Список літератури

1. Демский А.Б. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий / А.Б. Демский, М.А. Борискин, Е.В. Тамаров и др.– М.: Колос. – С 116-117.
2. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна / А.Я. Соколов.– М.: Колос, 1967. – С. 237.
3. Егоров Г.А. Технология и оборудование мукомольного и комбикормового производства / Г.А. Егоров, Е.М. Мельников, В.Д. Журавлев – М.: Колос, 1979.
4. Мерко И.Т. Совершенствование технологических процессов сортового помола пшеницы / И.Т. Мерко. – М.: Колос, 1979.

Г. Глобенко

Повышение эффективности увлажнения зерна в машинах и аппаратах зерноперерабатывающих предприятий

В статье рассмотрен вопрос повышения эффективности увлажнения зерна. С целью повышения эффективности увлажнения зерна и уменьшения энергозатрат на предприятиях зерноперерабатывающей промышленности определены факторы, которые влияют на процесс увлажнения и предложен принципиально новый вид пропорционального дозатора зерна и воды.

G. Globenko

An increase of efficiency of moistening of grain is in machines and vehicles grain processing enterprises

The question of increase efficiency moistening of grain is considered in the article. With the purpose of increase efficiency moistening of grain and diminishing power expenses on the enterprises of grain processing industry factors which influence on the process of moistening and the new type of proportional metering device of grain and water is offered on principle are certain.

Одержано 22.02.10

УДК 631

С.А. Кушнарьов, канд. техн. наук

Нежинский агротехнический институт НУБиП

К определению центра масс овощеводческого модуля на базе самоходного шасси Т-16

В статье рассмотрено влияние распределения нагрузки на передние и задние оси самоходного шасси на смену координат центра масс агрегата. Применение центрального навешивания сельскохозяйственных орудий (межосевое пространство) дает возможность значительно улучшить тягово-сцепные характеристики агрегата за счет перераспределения нагрузок между осями трактора.

центр масс, самоходное шасси, тяговое усилие, буксование

Постановка проблемы: повышение производительности машинно-тракторных агрегатов на базе самоходного шасси возможно за счет оптимальной загрузки передних и задних колес, что дает возможность улучшить тягово-сцепные свойства агрегата.

Производительность агрегата при движении по ровной поверхности без остановок при условии полного использования тяговой мощности $N_{кр} = P \cdot V$ с учетом изменения тягового сопротивления по формуле академика В.П. Горячкина ($P = f \cdot G + khB + \varepsilon hV^2$) определяется по зависимости:

$$W = \frac{N_{кр}}{\frac{fG}{B} + kh + \varepsilon hV^2}, \quad (1)$$

где f – коэффициент сопротивления протаскивания орудия;

G – сила тяжести орудия, кН;

B – ширина захвата орудия, м;

k – удельное сопротивление почвы, кН/м²;

h – глубина обработки, м;

ε – коэффициент, учитывающий влияние скорости движения и формы рабочей поверхности на тяговое сопротивление, кНс²/м⁴;

V – скорость движения агрегата, м/с

Установлено [3], что между силой тяжести и шириной захвата существует зависимость:

$$G = B(\alpha + \beta hB^2), \quad (2)$$

где α – удельная металлоемкость рабочих органов на ширину захвата орудия, кН/м;

β – удельная металлоемкость рамных конструкций орудия, учитывающая прочность, профиль металла и условия работы орудия, кН/м⁴.

Для модуля навешиваемого на самоходное шасси. Анализ уравнения (1) показывает, что на повышение потенциальной производительности агрегата при постоянных f, k, h, ε влияют:

- крюковая мощность, развиваемая энергетическим средством;
- вес орудия, приходящийся на 1м ширины захвата.

Рассмотрим эти факторы.

Потенциальная крюковая мощность зависит от:

- распределения нагрузки на передние и задние оси энергетического средства;
- коэффициента перекачивания энергетического средства по полю.

В настоящей статье рассмотрим влияние распределения нагрузки на передние и задние оси самоходного шасси.

На агрегат, состоящий из самоходного шасси и навешенных между передними и задними колесами рабочих органов действуют следующие силы:

- сила тяжести агрегата $(m_1+m_2)g$, состоящая из силы тяжести шасси (m_1) и навешенных орудий (m_2) ;
- нормальная реакция, действующая на задние колеса R_3 ;
- нормальная реакция, действующая на передние колеса R_n ;
- сила сопротивления орудия R (представленная в виде двух проекций R_x, R_y).

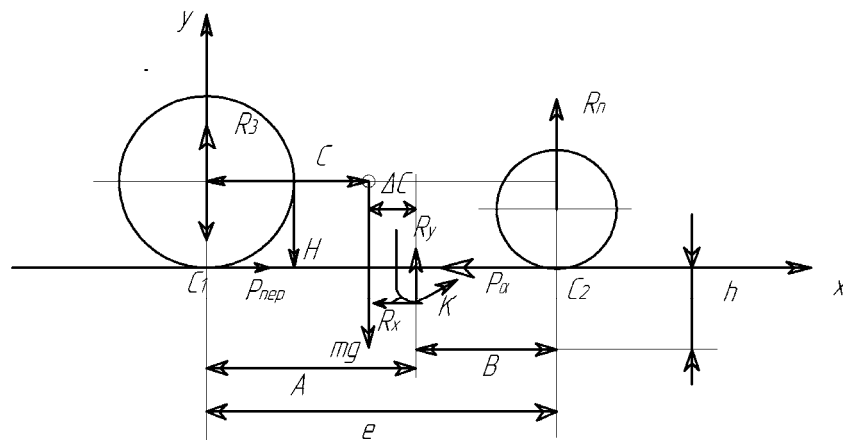


Рисунок 1 - Схема расстановки сил самоходного шасси

Точки приложения сил:

- C_0 - центр тяжести агрегата (координаты C и H);
- C_1 – точка контакта заднего колеса с почвой;
- C_2 – точка контакта переднего колеса с почвой;
- K – точка приложения силы сопротивления орудий.

Пусть заданы:

- сила веса $(m_1+m_2)g$;
- сила сопротивления R и ее проекции R_x и R_y
- координаты точек приложения сил и расстояния C, Д, A, B, h и ΔC . При этом $(C+Д) = (A+B) = L = (C+\Delta C + B)$ где L – продольная база трактора.

Необходимо определить R_3 и R_n .

Неизвестные реакции в точках C_1 и C_2 определим из системы уравнений равновесия – сумме моментов приложенных в точках C_1 и C_2

$$\begin{cases} \sum M_{c_1} = 0 \\ \sum M_{c_2} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} -R_3(C + Д) + (m_1 + m_2)gД + R_n B - R_x h = 0 \\ +R_n(C + Д) - (m_1 + m_2)gC - R_y A - R_x h = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Определим нормальные реакции на задние и передние колеса:

$$R_3 = \frac{(m_1 + m_2)gD + R_y B - R_{lx} h}{C + D}; \quad (4)$$

$$R_n = \frac{(m_1 + m_2)gC + R_y A + R_x h}{C + D}. \quad (5)$$

Известно [2], что крюковая мощность зависит от величины значения коэффициента распределения нагрузки между передними и задними колесами λ

$$\lambda = \frac{R_n}{R_3}.$$

Чем меньше значение λ , тем выше значение крюковой мощности. Однако при значении λ меньше 0,15 - 0,20 теряется управляемость передних колес [1]

$$\lambda = \frac{(m_1 + m_2)gC + R_y A + R_x h}{(m_1 + m_2)gD + R_y B - R_x h}. \quad (6)$$

Введем базовые размерности:

L – продольная база шасси;

C – расстояние от точки O_2 до центра тяжести C_0 ;

ΔC - Расстояние по оси X между центром тяжести агрегата и точкой приложения равнодействующей на рабочие органы, м;

h – расстояние точки приложения равнодействующей на рабочие органы по глубине, м.

$$\begin{cases} A = C + \Delta C \\ D = L - C - \Delta C. \\ D = L - C \end{cases} \quad (7)$$

Основной базовой размерностью является C и H (координаты центра масс) агрегата на самоходном шасси. Для определения вышеуказанных параметров требуется разработать методику определения положения центра масс агрегата на самоходном шасси с навешенными в межосевом пространстве орудиями.

Методика определения координаты центра масс (ЦМА) самоходного шасси с навешенными в межосевом пространстве орудиями.

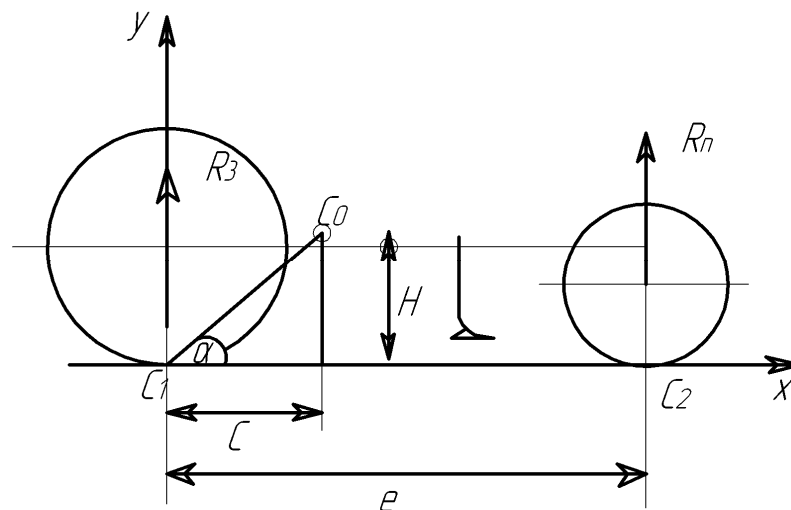


Рисунок 2 - Определение координаты ЦМА

Примем следующий алгоритм определения ЦМА:

- на горизонтальной площадке в точках C_1 и C_2 устанавливаем силоизмерительные приборы;
- устанавливаем самоходное шасси с поднятыми рабочими органами на площадку (стенд), чтобы контакт задних колес с силоизмерительными приборами проходил в точке C_1 , а контакт передних колес с силоизмерительными приборами проходил в точке C_2 ;
- измеряем реакции опор задних колес R_3 и передних R_n ;
- вычисляем координату C_0 по формуле:

$$C_0 = \frac{R_n \cdot L}{(m_1 + m_2)g}, \quad (8)$$

где $(m_1 + m_2)g = R_n + R_3$; кН

L – база трактора, м.

Для определения абсциссы ЦМА введем следующие конструктивные решения:

- установим механизм регулирования и измерения угла наклона площадки;
- разработаем силоизмерительные приборы, определяющие горизонтальную и вертикальную к площадке реакции веса трактора на передние и задние колеса в точках C_1 и C_2 (ортогональные тензосвязи).

Тогда алгоритм определения абсциссы ЦМА будет иметь следующий вид:

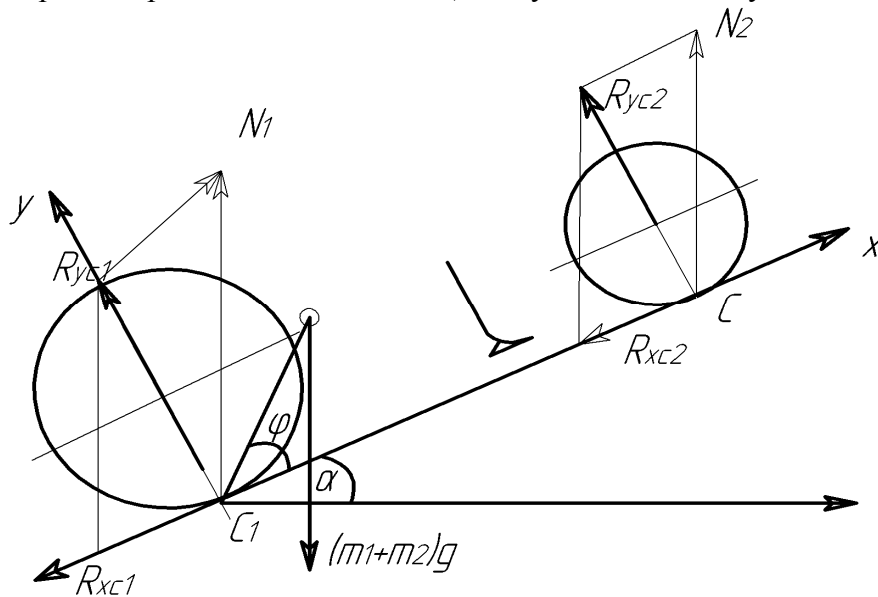


Рисунок 3 - Определение абсциссы ЦМА

- установим самоходное шасси с рабочими органами на измерительную площадку;
- установим угол наклона α измерительной площадки;
- измерим значение сил реакции R_{xc} , R_{yc} , R_{xc2} , R_{yc2} силоизмерительными приборами и определим значения N_1 , N_2

$$N_1 = \sqrt{R_{xc1}^2 + R_{yc1}^2};$$

$$N_2 = \sqrt{R_{xc2}^2 + R_{yc2}^2}; \quad (9)$$

- уравнение равновесия вокруг точки C_1 примет вид:

$$N_2 L \cdot \cos \alpha = (m_1 + m_2) g \frac{H}{\operatorname{tg}(90 - \alpha - \varphi)}, \quad (10)$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{H}{C}$;

– решение рекуррентного отношения (10) дает искомое по искомому значение абсциссы Н;

– рассчитываем Н при различных значениях α и обрабатываем методами математической статистики.

Затраты энергии на перекачивание самоходного шасси.

Затраты энергии на передвижение энергетических средств зависит от состояния поверхности по которой движется колесные движители и выражается коэффициентом перекачивания f и коэффициентом буксования δ ведущих колес.

Баланс мощности агрегатов выражается как $N_e = N_{кр} + N_f + N_\delta$, поэтому поиск путей уменьшения N_f и N_δ ведет к увеличению $N_{кр}$.

Выводы: При капельном орошении при последующих операциях колеса самоходного шасси движутся в колее. Влажность почвы капельным орошением регулируется только в зоне расположения растений (рабочей зоне), а влажность почвы в колее зависит только и только от атмосферных осадков. Следовательно, становится задача определения коэффициента перекачивания в колее при использовании капельного орошения.

Список литературы

1. Либсис С.Е. Систематизация компоновочных схем с.х. тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-1984.-№2.-С.4-8.
2. Хабрат Н.И., Болотин В.М., Масло И.П. Мостовое шасси: конструкция, расчет и результаты испытаний механизма привода хода// Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1966.- №4.- С.24-28.
3. Либсис С.Е. Универсально-пропашные самоходные шасси. Теория и расчет .– М.: Машиностроение, 1976. - 216 с.

С. Кушнар'ов

До визначення центру мас овочівного модуля на базі самохідного шасі Т-16

У статті розглянутий вплив розподілу навантаження на передні і задні вісі самохідного шасі на зміну координат центру мас агрегату. Застосування центрального навішування с.-г. орудій (міжосьовий простір) дає можливість значно поліпшити тягово-зчпні характеристики агрегату за рахунок перерозподілу навантажень між осями трактора.

S. Kushnar'ov

To determination of centre-of-mass vegetable-grower module on the base of self-propelled undercarriage of T-16

In. influence of partition of load on the front and back axes of self-propelled undercarriage is considered the article on the change of co-ordinates of centre-of-mass aggregate. Application of central hinge-plate (interaxle space) is given by possibility considerably to improve hauling are couplings descriptions of aggregate due to the redistribution of loadings between the axes of tractor.

Одержано 03.11.09

УДК 331.45.631.145.614.8:331.103.253

С.Д. Лехман, доц., кан.тех.наук, В.О. Войтенко, студент

Національний університет біоресурсів і природокористування України (НУБіПУ)

Системний підхід до оцінки потенційних небезпек та ризиків виробничих процесів АПК

На основі системного підходу розроблений метод оцінки небезпечності та індивідуальних ризиків машинно-тракторного агрегату з обґрунтуванням заходів щодо запобігання можливим наслідкам.

ергативна система, небезпечний стан системи, ідентифікаційна модель, машинно-тракторний агрегат

Сучасний стан безпечності різних машинно-тракторних агрегатів на виробництвах АПК свідчить про те, що проблема зниження травмування механізаторів ще далека до свого розв'язання. Однією з умов такого стану є відсутність закономірностей процесів зародження, формування та виникнення небезпечних станів машинно-тракторних агрегатів з можливими наслідками у вигляді аварій, важких травм та інших небезпечних явищ.

У відомих джерелах наукової літератури є відомості про те, що основною методологічною базою дослідження потенційних виробничих небезпек, які формують індивідуальні професійні ризики працюючих є системний підхід до дослідження їх джерел і процесів зародження, формування та можливого виникнення відповідних наслідків. Це означає, що будь-який машинно-тракторний агрегат при дослідженні потенційних небезпек необхідно розглядати як людино-машинну систему.

Початок розробленню теорії методів синтезу та аналізу ергативних систем у нашій країні, викладені у монографії [1]. Відомі також наукові праці, що стосуються досліджень людино-машинних систем (ЛМС) з метою виявлення впливу ланки „людина” на ефективність їх функціонування [2]. Серед зарубіжних дослідників найбільш відомі імена американських вчених, які внесли значний вклад в розробку методів системного аналізу ергативних систем [3]. В окремих останніх наукових публікаціях [4-7] є відомості про результати досліджень процесів утворення небезпечних ситуацій при функціонуванні ергативних систем сільськогосподарського призначення, методи ідентифікаційного моделювання та визначення професійних індивідуальних ризиків механізаторів.

Метою досліджень є розроблення методу експертної оцінки машинно-тракторних агрегатів за потенційними небезпеками та індивідуальними професійними ризиками механізаторів. Головною умовою досягнення зазначеної мети є системний підхід до функціонування будь-якого машинно-тракторного агрегату як ергативної системи із структурою елементів „Людина”, „Машина”, „Середовище”.

Результати. Для досягнення поставленої мети нами проведені чисельні дослідження процесів зародження, формування та виникнення небезпечних станів різних машинно-тракторних агрегатів, як ергативних систем, з визначенням їх можливих наслідків. При цьому для логічного прогнозування можливого виникнення

аварій і травм механізаторів та для точного визначення причин аварій і травм на виробництві нами були застосовані методи ідентифікаційного моделювання процесів зародження, формування та виникнення можливих наслідків .

Головною попередньою умовою успішного виконання побудови логічної ідентифікаційної моделі є досконале знання дослідником виробничого процесу, на якому розглядається функціонування досліджуваного машинно-тракторного агрегату. Крім цього він повинен мати повну уяву про людино-машинну систему, професійно знати вимоги безпеки до працюючого, технічних елементів зазначеної системи та до середовища, за якими даний агрегат допущений до виконання виробничого завдання, а також володіти відповідним логіко-математичним апаратом.

При цьому виявленні перед початком роботи агрегату певні „відхилення” від існуючих вимог безпеки у будь-якого елементу структури досліджуваної системи фіксують і розглядають як потенційні виробничі небезпеки.

Доведено, що кожна така подія-небезпека після виникнення через певний проміжок часу може логічно поєднатися з наступною подією, що уже існує, або виникає через випадковий проміжок часу і утворити відповідний небезпечний стан функціонуємої системи (МТА).

Процеси утворення небезпечних станів при функціонуванні ЛМС є випадковими, бо вони виникають і утворюються з випадкових подій-небезпек (умов та дій) і характеризують випадкові переходи системи з одного небезпечного стану в інший. При неприйнятті екстрених заходів або несвоєчасному їх прийняттю кожен такий процес може закінчитись небажаним наслідком.

При дослідженні утворення небезпечних станів машинно-тракторних агрегатів при їх роботі на різних виробничих процесах , при умові існування первинних небезпек, можна поділити на такі групи:

- небезпечні процеси, які за логічними законами зароджуються, формуються і, відносно швидко, завершуються небезпечним наслідком;
- небезпечні процеси, які після виникнення перших небезпечних станів можуть зупинитись і не призвести до небажаного наслідку;
- небезпечні процеси, які можуть повертатись до попередніх станів, а при виникненні додаткової небезпечної події-умови - продовжитись аж до завершення з виникненням відповідного наслідку.

Ми досліджували випадкові процеси, які за логічним прогнозуванням можуть з певною імовірністю закінчитись завершальними подіями у вигляді аварії, травми працюючого, пожежі тощо. За визначенням джерел наукової літератури: „*Випадковим названо процес, значення якого $X(t)$ при будь-якому фіксованому $t = t_0$ є випадковою величиною*”. Це означає, що у досліджуваних нами процесах утворення кожного стану, починаючи з першого, відбувається у випадкові періоди часу. Такий випадковий процес можна записати у вигляді функції часу двох аргументів – часу t і елементарної події ω .

Поняття „стан системи” характеризує небезпечний, наприклад , стан C , який утворився при логічному поєднанні первинної небезпечної події-умови, наприклад A і наступної проміжної події B (або кількох таких подій, що виникли послідовно одна за однією). Нехай утворений небезпечний стан C певного машинно-тракторного агрегату характеризує складну подію, що утворилася з двох подій A і B за допомогою сполучника „І” і за змістом містить у собі усі елементи, які належать одночасно кожній з цих подій. Розглядаючи зазначені події як елементи певної множини, утворення події C слід вважати перетином цих подій при умові, що події A і B є незалежними між собою . Тоді подію C можна визначити за такою формулою:

$$C = A \cap B, \quad (1)$$

де А і В - ординарні події-небезпеки;

∩ - символ перетину зазначених подій (як елементів множини).

Якщо через певний період часу утворений стан С послідовно перетнеться з наступною ординарною подією-небезпекою, наприклад D, то новоутворений небезпечний стан досліджуваної системи Е, визначиться за такою формулою:

$$E = A \cap B \cap C \cap D. \quad (2)$$

Так процес може тривати аж до виникнення фінішного стану у вигляді аварії, травми працівника або іншої небажаної події.

Небезпечний стан системи – складна випадкова подія, що утворилася від логічного перетину попереднього небезпечного стану системи з однією або більше наступних ординарних випадкових подій. Для проведення досліджень нами були вибрані основні машинно-тракторні агрегати, при роботі яких у різних господарствах мали місце аварії та важкі нещасні випадки. Процес ідентифікації до можливого наслідку і наслідку до події-причини ми здійснювали за розробленим нами методом, описаним у роботі [5].

Для прикладу покажемо побудову ідентифікаційної моделі процесу зародження, формування та можливого виникнення небезпечного наслідку для випадку, який мав місце в одному з господарств АПК під час роботи транспортного агрегату (МТЗ-80 + „2ПТС-4М”). Для дотримання чітких вимог логічних досліджень зазначеного процесу спочатку необхідно визначити його логічну формулу.

Формула процесу. *Механізатор, не маючи достатнього досвіду (А), не пройшовши спеціального навчання і відповідного інструктажу (В) не міг усвідомити можливих наслідків від власних помилок (С). Не знизивши швидкості руху агрегату (D), він в'їхав на перехресток (Е), різко повернув трактор (F), що транспортував завантажений причіп (G) на слизькій дорозі (I). При цьому виникло бокове занесення трактора на узбіччя (L), що знаходилось нижче полотна дороги (H) і перекинувся на кабінку (Q). При деформуванні кабіни (S), тракторист отримав травму (T) і від важких пошкоджень внутрішніх органів (N) він помер на місці пригоди (Tc).*

У даній формулі небезпечні події-умови і події-дії та небезпечні стани позначені відповідними буквами.

На рисунку 1 показана ідентифікаційна модель процесу зародження і можливого виникнення аварії з важким травмуванням механізатора за описаною формулою:

A B D F,G,I H S N

Рисунок 1 - Ідентифікаційна модель процесу можливого виникнення небезпечного наслідку від логічного перетину ординарних подій-небезпек

З рисунку видно, що кожен з небезпечних станів системи С, Е, L, Q, T і T_c утворився завдяки логічним перетинам відповідних ординарних і статистично незалежних між собою подій-небезпек А, В, D, F,G, I, H, S і N.

На підставі формули 2 і ідентифікаційної моделі (рисунок 1) можна записати формулу для визначення події Т за операцією перетинів елементів множини, яка має вид:

$$T = A \cap B \cap D \cap F \cap G \cap I \cap H \cap S, \quad (3)$$

де А, В, D, F,G, I, H і S – ординарні події-небезпеки (елементи множини),

∩ - символ перетину елементів множини (небезпечних подій).

Математичний зміст перетинів зазначених подій, як елементів множини за операцією алгебри логіки, визначимо імовірність виникнення наслідку травми без врахування її важкості (P_T) за формулою:

$$P_T = P_A \cdot P_B \cdot P_D \cdot P_F \cdot P_G \cdot P_I \cdot P_H \cdot P_S, \quad (4)$$

де $P_A, P_B, P_C \dots P_S$ - імовірності ординарних подій-небезпек.

Серед зазначеної сукупності ординарних подій за логічним змістом описаного процесу виникнення наслідку T є події, які мають походження від „Людини” (A, B, D, F, N), „Машини” (G, S) і „Середовища” (I, H). Імовірності зазначених ординарних подій можна визначити за спеціальними методиками в залежності від того, яка кількість однотипних агрегатів одночасно працювала у приблизно однакових умовах та інших показників. Так ми отримували кількісні показники досліджуваних подій-небезпек.

Так як кожна подія сукупності A, B, D, F, G, I, H, S і N є відповідальною за можливість виникнення небезпечного наслідку, то серед цих подій є одна, а в окремих випадках і більше, не виникнення якої (яких) може зупинити певний процес. Такою подією буде подія-причина.

При дослідженні небезпечності конкретного машинно-тракторного агрегату завжди можна за допомогою ідентифікаційного моделювання визначити подію-причину ще до початку роботи зазначеного машинно-тракторного агрегату і прийняти необхідні заходи щодо унеможливлення виникнення небезпечного наслідку. Для цього потенційну подію-причину штучно можна зробити „порожньою” (множина, що немає жодного члена). Це можливо при недопущенні виникнення події-причини або подій-причин. Нехай, наприклад, у досліджуваній сукупності подій-небезпек одна з них (подія B) буде „порожньою” (позначається символом \emptyset), тоді імовірність події B буде становити 0. При цьому імовірність виникнення наслідку також становитиме 0 і наслідок не відбудеться.

Так як події, що характеризують можливість виникнення травми механізатора при перекиданні трактора і її важкість є випадковими і за логічною операцією їх перетину в сукупності утворюють одну подію – індивідуальний ризик (R) („імовірність виникнення травми з врахуванням її важкості” за ДСТУ 2293-99), формула для його визначення (за описаною версією) матиме такий вид:

$$R = P_T \cdot P_N, \quad (5)$$

де P_T - імовірність виникнення травми механізатора;

P_N - імовірність важкості травми.

У даній роботі при моделюванні процесу ідентифікації при його застосуванні до оцінки потенційних небезпек та відповідних індивідуальних ризиків ми обмежились описанням лише однієї версії дослідження процесу зародження, формування та можливого виникнення небезпечного наслідку.

Для експертної оцінки небезпечності будь-якого машинно-тракторного агрегату завдяки системному підходу і логічним методам досліджень необхідно відшукати усі можливі версії досліджуваного процесу і запропонувати необхідні заходи для унеможливлення виникнення небезпечних наслідків.

Висновки:

1. Ідентифікаційне моделювання можна застосувати для точного визначення різних наслідків та індивідуальних професійних ризиків працівників, включаючи і визначення причин нещасних випадків при їх розслідуванні.

2. Запропонований метод ідентифікаційного моделювання описаних процесів можна застосовувати для експертної оцінки небезпечності будь-якого машинно-тракторного агрегату на стадії проектування відповідних технічних засобів та при випробуванні їх дослідних зразків.

Список літератури

1. Павлов В.В. Начала теории эргатических систем. – К.: Наукова думка, 1975. – 239 с.
2. Козлов В.И. Методология охраны труда в человеко-машинных системах.– Рига: Зинатне, 1989. - 184 с.
3. Браун Д. Анализ и разработка систем обеспечения техники безопасности (перекл. з англ.).- М.: Машиностроение, 1979. – 359 с.
4. Лехман С.Д., Шейко Н.В. Індивідуальні ризики механізаторів на виробничих процесах АПК та їх імовірнісна оцінка // Науковий вісник НАУ-115. – К., 2007. – С. 132-137.
5. Лехман С.Д. Ідентифікація потенційних небезпек при прогнозуванні аварій і травм на виробничих процесах в АПК.// Науковий вісник НАУ-115. –К., 2007. – С. 137-142.
6. Лехман С.Д. Метод оцінки виробничих ситуацій при роботі машинно-тракторних агрегатів за небезпеками та ризиками // Механізація та електрифікація сільського господарства. –Вип. 91. – К.: 2007. – С. 268-275.
7. Лехман С.Д. Прогнозування небезпечних станів ергативних систем при їх функціонуванні на виробництвах АПК // Механізація та електрифікація сільського господарства. –Вип. 92. – К., 2008. – С. 509-514.

С. Лехман, В. Войтенко

Системный подход к оценке потенциальных опасностей и рисков производственных процессах АПК

На основе системного подхода разработан метод оценки опасностей и индивидуальных рисков машинно-тракторного агрегата с обоснованием мероприятий по предотвращению возможных последствий.

S. Lehman, V. Voytenko

Approach of the systems to the estimation of potential dangers and risks production processes of АПК

On the basis of approach of the systems the method of estimation of ununconcern and individual risks MTA is developed with the ground of measures on prevention of possible consequences.

Одержано 02.11.09

УДК 631. 331

А.В. Рудь, проф., Ю.Ф. Павельчук, ст. викл., В.В. Нікітін, пошукач
Подільський державний аграрно-технічний університет

Огляд і аналіз конструкцій сівалок для сівби зернових культур

У статті проаналізовані конструкції сівалок для сівби зернових культур. Досліджувалися сівалки як вітчизняного так і зарубіжного виробництва на підставі чого визначені напрями їх подальшого вдосконалення та конструювання для забезпечення суцільної підґрунтово-розкидної сівби, а отже рівномірного розподілу насіння по площі живлення.

сівалка, конструкція, сівба, розподіл насіння, зернові культури, сівалки-культиватори, лапи-сошники, смуговий спосіб

У господарствах України різних видів агроформувань надзвичайна увага приділяється вирощуванню зернових культур. Однією з головних операцій в технології вирощування зернових культур є сівба, яка проводиться сівалками системи СЗ-3,6А, а також зерновими стерньовими сівалками СЗС-2,1. Сучасні зернотукові сівалки досить нерівномірно розподіляють насіння по площі посіву, а за даними професора А.М.Семенова тільки із-за нерівномірності розподілу насіння по площі живлення щорічно втрачається 15...20% урожаю зернових культур [1].

Ще в минулому тисячолітті були спроби застосувати конструкції робочих органів і створити сівалки для підґрунтово-розкидного (безрядкового) посіву. Вперше сошник для безрядкового посіву зернових культур був розроблений професором К.І.Васільєвим [2]. Замість наральника використовувалася плоскорізальна культиваторна лапа, під якою розташовувався спеціальний розкидач насіння. Для здійснення безрядкового посіву сошники на сівалці встановлювалися в два ряди,

причому сошники другого ряду перекривали міжряддя першого ряду. Інженером І.І.Резніковим була розроблена конструкція вузькорядної сівалки УНДІМ-Р для сівби з міжряддям 4 см, яка була обладнана 46 двострічковими анкерними сошниками [3]. Представником активних ротаційних сошників є сошники В.О. Белодєдова, А.В. Рудя, І.О. Мошенка [4], в конструкції яких поєднано функції висівного апарата і сошника.

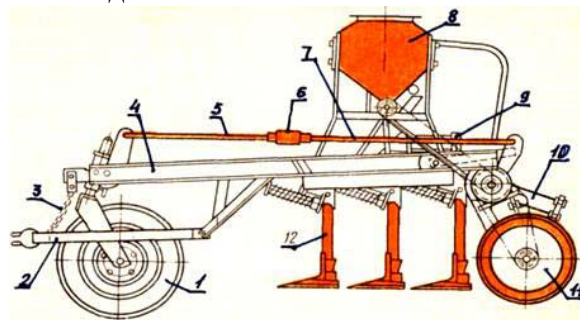
Існуючі сівалки для сівби зернових культур в переважній більшості забезпечують рядковий або смуговий посів, тому існує необхідність в поглибленому дослідженні їх конструкцій для розробки таких робочих органів, які забезпечили би максимально можливу рівномірність розподілу насіння по площі живлення.

Метою статті є огляд та дослідження конструкцій сівалок для сівби зернових культур і проведення порівняльних характеристик сошників по якості заробки насіння.

Сівалки-культиватори, які виконують 3 - 4 операції, почали проектуватися після 60-х років. До них відносяться сівалки СТС-12, СКЛ-12, СЗС-2,1М і СЗС-2,1 [5, 6]. Більшість сівалок-культиваторів мають два ряди сошників із паралелограмною або радіальною підвіскою. Для утворення підсошникового простору – камери розсіву – встановлена кришка, яка перекриває простір між поличками лапи і стояком з лійкою.

В цьому сошнику борозноутворювач, який обертався, виготовлений у вигляді сферичного диска. Нерухоме дно сошника має по своєму ободі канавку з п'ятьма висівними отворами, які прикриті зверху щіточками, для запобігання самовільного висіву насіння. У процесі роботи насіння заповнює кільцеву канавку, розташовуючись в ній поштучно в один ряд своєю поздовжньою віссю по колу. Дрібнозубова нарізка, що нанесена на внутрішній стороні кільця, яке обертається разом із сферичним диском, забезпечує фрикційне зчеплення насіння з кільцем та їх виштовхування на зовні через висівні отвори. Кожний сошник висіває п'ять рядків з міжряддям 50 мм. Сошник має примусове обертання ($10 \dots 30 \text{ хв}^{-1}$), а зміна частоти обертання сошника дає можливість змінювати норму висіву.

Стерньові сівалки-культиватори СЗС-2,1М (рис. 1) обладнані лапами шириною захвату 425 мм, що забезпечує зберігання на поверхні поля стерні та захищає ґрунт від вітрової ерозії. Лапи-сошники сівалки виготовлені по типу робочих органів плоскорізів і розташовані ширше для покращення прохідності по стерні (кількість стояків зменшені на одну третину, відстань між слідами стояків – 350 мм). Для здійснення розкидного посіву робочі органи сівалки СЗС-2,1М обладнані розкидачем насіння, який встановлений під лапою.



1 – опорне колесо; 2 – причіпний пристрій; 3 – ланцюг; 4 – рама; 5 і 7 – тяги; 6 – стяжна гайка; 8 – насінневий ящик; 9 – гідроциліндр; 10 – рамка секції; 11 – прикочуючий коток; 12 – лапа-сошник

Рисунок 1 – Сівалка-культиватор стерньова СЗС-2,1М

На легких за механічним складом ґрунтах сівалка СЗС-2,1М рівномірно розподіляє насіння по площі живлення, але вона дуже погано працює на важких ґрунтах в умовах підвищеної вологості (27-29%). На сьогодні ефективність використання даних сівалок на нестерньових фонах мало вивчена. Тому ставиться завдання створити до цих сівалок принципово нові робочі органи для безрядкової сівби з метою покращення рівномірності розподілу насіння по площі живлення.

Отже, дослідження ефективності використання сошників сівалки для підґрунтового-розкидного посіву та їх розподільних пристроїв є важливим завданням у вдосконаленні підґрунтового-розкидних сівалок.

В даний час при переході від традиційних та мінімальних технологій вирощування зернових культур до нульових (No-Till) все більшого поширення набувають стерньові сівалки зі складними стрілочастими сошниками, що здійснюють смуговий або суцільний підґрунтового-розкидний посів насіння зернових культур з одночасним внесенням мінеральних добрив.

До такого типу сошників відноситься універсальний сошник сівалки Horsch Агро-Союз АТД 18.35 (рис. 2).

Зокрема, фірма «Лідсільмаш» (Білорусь) випускає (рис. 3) сівалку-культиватор для розкидної сівби СКП-2,1Л, що обладнана лаповими сошниками, які формують ущільнене дно борозни і забезпечують вузькосмугову сівбу насіння та добрив із

суцільним прикочуванням. При ширині захвату 2,1 м він вимагає досконалого вирівнювання поверхні ґрунту [7].

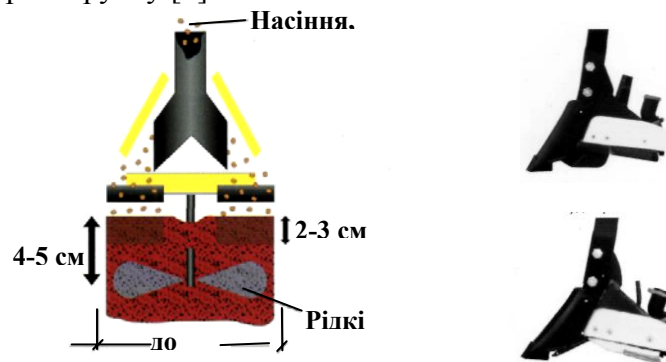


Рисунок 2 - Технологічна схема сошників для одночасного висіву насіння та внесення твердих і рідких мінеральних добрив сівалки Horsch Agro Союз АТD 18.35 та їх загальний вигляд



Рисунок 3 – Сівалка-культиватор стерньова зернотукова для розкидної сівби СКП-2,1Л (Білорусь)

Здійснюють смуговий із внесенням мінеральних добрив або суцільний посів зернових культур без одночасного внесення мінеральних добрив сошники сівалки Excelent фірми Farnet (рис. 4).

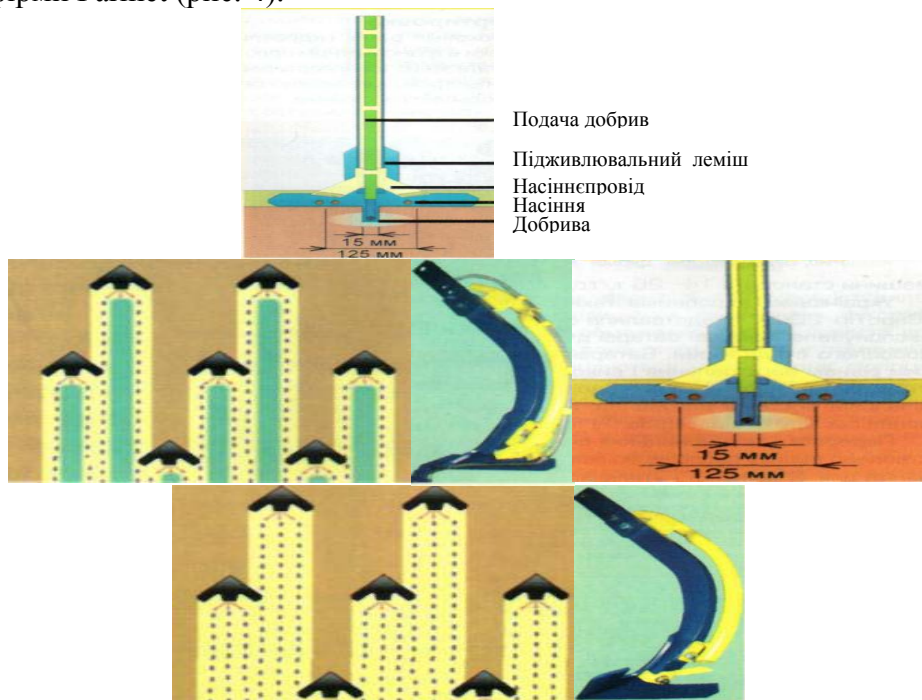


Рисунок 4 - Технологічна схема сошника сівалки Excelent фірми Farnet, схеми стрічкової та суцільної сівби, загальний вигляд сошників та результати посіву

Причому смуговий спосіб сівби зернових культур можливий з одночасним внесенням твердих чи рідких мінеральних добрив, а суцільний підґрунтовий посів можливий без внесення мінеральних добрив [8].

Сівалку «Сіріус-10» (рис. 5) («Червона зірка», Україна) комплектують долотоподібним сошником з шириною захвату 20 мм, екстирпаторними сошниками з шириною засіяної смуги 50 і 100 мм. Робочі органи не здійснюють суцільної підґрунтової сівби зернових і зернобобових культур [9].



Рисунок 5 - Сівалка-культиватор «Сіріус - 10» (Україна)

Сівалка-культиватор СТС-2 (рис. 6) виробництва «Червона зірка» (Україна) висіває насіння зернових, зернобобових і трав'яних культур смуговим підґрунтовим способом із внесенням гранульованих мінеральних добрив та прикочуванням засіяних рядків. Під час смугової сівби насіння не розподіляється по всій площі живлення, тобто по всій площі поля [10].

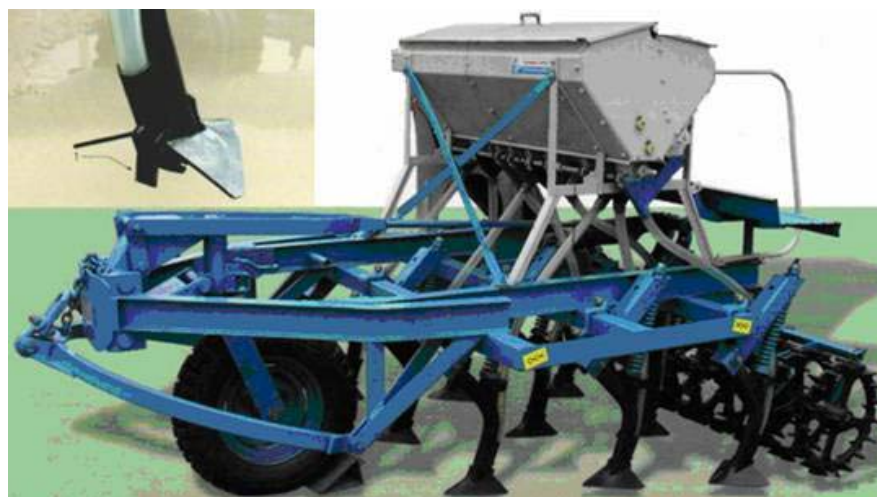


Рисунок 6 - Сівалка СТС-2 з робочим органом для стрічкової сівби зернових культур (Україна)

Аналогічний процес здійснює посівний комплекс «Агромайстер-4800» (рис. 7), який за один прохід виконує суцільний і передпосівний обробіток ґрунту, стрічкову сівбу насіння з внесенням мінеральних добрив, боронування і прикочування посівів, але при цьому сівба не є суцільною [11].



Рисунок 7 -Сівалка «Агромастер-4800» для підгрунтової сівби зернових культур (Росія)

Одним з кращих виробників посівної техніки для сівби зернових культур при нульових технологіях є фірма „Morris”, яка випускає сівалки „Concept 2000” і „Maxim II”, що обладнані екстирпаторними сошниками (рис. 8) для сівби зернових і зернобобових культур смуговим способом, які при всій своїй досконалості не забезпечують суцільної сівби, яка вважається оптимальною [12].



Рисунок 8 - Сошники екстирпаторного типу сівалок Concept 2000 і Maxim II фірми Morris для підгрунтової смугової сівби

Отже, зроблений огляд і аналіз конструкцій сівалок та сошників для сівби зернових культур показав, що більшість з них забезпечують смуговий посів тому існує необхідність в подальшій розробці, дослідженні та запровадженні у виробництво сошників та сівалок для суцільної підгрунтово-розкидної сівби, які забезпечили би рівномірний розподіл насіння по площі живлення.

Список літератури

1. Семенов А.Н. Зерновые сеялки / А.Н. Семенов - М.- К.: Машгиз, 1959. – 315 с.
2. Васильев И.М. Зимостойкость растений / И.М. Васильев– М.: Акад. наук СССР, 1953. – 190 с.
3. Резнік І.І. Економічна ефективність виробництва зерна / І.І. Резнік – К.: Урожай, 1968. – 71 с.

4. Робочий орган для рівномірно розподіленої сівби зернових культур / В.О. Белодєдов, А.В. Рудь, І.О. Мошенко, та ін. // Наукові розробки рекомендовані виробництву: Вип. 4. Доп. і перероб. Під заг. ред. І.М. Бендери, О.В. Ткача; Хмельницький ЦНТЕІ – Хмельницький, 2006. – С. 70.
5. Каталог. Сельскохозяйственная техника. Том 1; ч. 1, 2. – М.: Информагротех, 1991. – 364 с.
6. Сеялка-культиватор СЗС-2,1: Руководство по сборке и эксплуатации. –Саратов: ЦНТИ, 1972. - 47 с.
7. Каталог продукции: Открытое акционерное общество «Лидсельмаш» / ПЛП «Укragропостач». - К., 2007. – 36 с.
8. Агробизнес Украина: Информационно-рекламный журнал / ЗАО компания «Райз». - К., 2004. - № 4. – 54 с.
9. Пневматична сівалка-культиватор «Сіріус 10» / «Збутова Компанія Червона зірка». - Кіровоград, 2008. – 7 с.
10. Зернова група сівалок «Червона зірка»/ «Збутова Компанія Червона зірка».– Кіровоград, 2008. – 11 с.
11. Посевной комплекс «Агромастер - 4800»/ ПК «Агромастер». Республика Татарстан; Муслимово, 2008. – 2 с.
12. Сеялка культиваторного типа «Махім II» и сеялка-культиватор «Сонсепт 2000»/ Агро-индустриальная Компания. - К., 2008. – 19 с.

А. Рудь, Ю. Павельчук, В. Никитин

Обзор и анализ конструкций сеялок для посева зерновых культур

В статье проанализированы конструкции сеялок для посева зерновых культур. Исследовались сеялки как отечественного так и зарубежного производства, на основании чего определены направления их дальнейшего усовершенствования и конструирования для обеспечения сплошного подпочвенно-разбросного посева, а следовательно равномерного распределения семян по площади питания.

A. Rud', Yu. Pavel'chuk, V. Nikitin

Review and analysis of constructions of seeders for crop of grain cultures

In clause the designs of seeders for crop of grain cultures are analysed. The seeders were investigated both domestic and foreign manufacture on the basis of that the directions of their further improvement and designing for maintenance continuous of crop, and consequently uniform distribution on the area of a feed are certain.

Одержано 12.10.09

УДК 631.172:633.521

А.С. Лімонт, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Дослідження і прогнозування продуктивності навантажувача льонотрести

Визначено вплив вантажопідйомності причепів на продуктивність транспортних засобів і пропускну спроможність навантажувача з урахуванням його продуктивності. Наведена зміна затрат праці на навантажування трести і продуктивності транспортних засобів залежно від продуктивності навантажувача.

льон-довгунець, треста, упаковка, навантажування, транспортування, навантажувач, продуктивність

Постановка проблеми. В технологічному процесі вирощування і збирання льону-довгунця значна частка трудових затрат припадає на виконання робіт з навантажування трести в транспортні засоби для доставки її з поля до місць переробки чи зберігання. Проблему вантажно-транспортного забезпечення збирання трести стосовно умов конкретного поля і визначеного дорожнього середовища успішніше всього вирішувати на засадах теорії ймовірностей і зокрема теорії масового обслуговування. В цьому повідомленні йтиме мова про продуктивність навантажувача як складового елемента системи масового обслуговування, у якій поряд з навантажувачем функціонують і транспортні засоби, що їх обслуговує навантажувач.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вантажно-транспортне забезпечення збирання льонотрести, приготовленої росяним мочінням, визначається способами і технологічними схемами її піднімання із розстелених стрічок. Дослідження і аналіз літературних джерел дозволяє з урахуванням використання відповідних засобів механізації визначити такі способи піднімання трести: 1) піднімання трести підбирачами ПТП-1 чи ПТН-1 із в'язанням її в снопи [1, 2, 7, 11]; 2) піднімання трести з утворенням її порцій і скидання останніх на поле за допомогою підбирача-порцієутворювача ПНП-3 [13, 14] з наступною установкою порцій трести вручну в конуси для сушіння та подальше механізоване в'язання трести, що висохла, в снопи за допомогою машин ВН-1 чи ВН-2 [8, 11]; 3) піднімання трести із стрічок і встановлення її в шатри підбирачем ПТЛ-2 для сушіння в полі та вирівнювання трести по гузирях і в'язання у снопи підбирачем трести із шатрів ПТШ-1 [1]; 4) піднімання трести вручну і встановлення її в конуси та підбирання трести з конусів і в'язання в снопи з декількох конусів в один сніп за допомогою підбирача ПТШ-1 [1]; 5) піднімання трести напівначіпним чи начіпним підбирачами відповідно ППТ-1,5 і ПНП-3 з утворенням порцій, потім встановлення порцій трести вручну в конуси для підсушування і напівмеханізоване в'язання сухої трести із конусів в снопи за допомогою машини ВН-2 та навантажування снопів в транспортні засоби за допомогою підбирача-навантажувача снопів ППС-3 [11]; 6) механізоване піднімання трести з утворенням порцій за допомогою підбирача-порцієутворювача ППТ-1,5 та пресування трести в тюки пересувним прес-підбирачем при щільності пресування льоносировини до 200 кг/м^3 [4]; 7) піднімання стрічок трести і пакування її у вертикальні циліндричні паки з механізованим виконанням всіх операцій [12]; 8) піднімання трести з утворенням

рулонів за допомогою переобладнаних пасових прес-підбирачів ПРП-1,6; ПРП-1,6М з пристроєм ПРЛ-1; ПР-1,2; ППР-110; ПР-1,2Л; ПР-1,5; ПРУ-2000 та ПРЛ-150 [5, 6, 10].

За кінцевими упаковками трести у вигляді снопів, пак чи рулонів можна визначитися з продуктивністю навантажувальних засобів, що механізують виконання вантажних операцій. Проте в аналізованих працях не йшлося про визначення продуктивності навантажувача упаковок трести. В публікаціях В.Ф. Дідуха [3] і О.В. Назарівського [9] висвітлені постановні питання досліджень щодо збирання упаковок трести на полі, їх транспортування в межах поля у визначений кінцевий пункт та навантажування в транспортні засоби для доставки на переробку чи зберігання.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності функціонування засобів механізації вантажно-транспортного забезпечення збирання льонотрести. *Завдання дослідження*: 1) визначити кількісну зміну пропускної спроможності навантажувача залежно від його продуктивності з урахуванням вантажопідйомності транспортних засобів; 2) дослідити вплив продуктивності навантажувача на трудомісткість навантажування трести з урахуванням її урожайності; 3) оцінити кількісну зміну продуктивності транспортних засобів різної вантажопідйомності на перевезенні трести залежно від продуктивності її навантажувача.

Об'єкти та методика досліджень. Об'єктами дослідження були процес та засоби механізації вантажно-транспортного забезпечення збирання льонотрести. Виробнича лінія збирання включає такі об'єкти як навантажувач трести та засоби її транспортування. Основними параметрами цих об'єктів, що визначають їх споживчі властивості, є вантажопідйомність та продуктивність. Вказані параметри забезпечують ефективність функціонування засобів механізації у складі відповідного комплексу машин, що реалізує вантажно-транспортне забезпечення збирання трести. Одним із оцінних показників ефективності використання навантажувача є дотримання поточності і ритмічності вантажно-транспортного процесу, які можна виразити за пропускною спроможністю навантажувача по кількості навантажуваних транспортних засобів впродовж 1 год. Методика теоретичних досліджень полягала у застосуванні розрахункових залежностей, що визначають взаємозв'язки споживчих параметрів навантажувачів і транспортних засобів з показниками вантажно-транспортного процесу, які визначають його поточність та ритмічність. При цьому використані залежності, що визначають:

– пропускну спроможність навантажувача (кількість транспортних засобів $n_{тз}$, що навантажені трестом впродовж 1 години) $\Pi_{сн}$ ($n_{тз}$ / год)

$$\Pi_{сн} = 1 / (t_{т} q_{н} \gamma_{с} k_{н}) ; \quad (1)$$

– продуктивність $W_{т}$ (т/год) транспортного засобу

$$W_{т} = \frac{q_{н} \gamma_{с} v_{тех} \beta}{l_{в} + t_{нр} v_{тех} \beta} ; \quad (2)$$

– затрати праці на навантажування трести в розрахунку на 1 га

$$Z_{пга} = m_{н} U_{лт} / W_{нав} ; \quad (3)$$

– тривалість навантажування 1 т трести (год)

$$t_{т} = 1 / W_{нав} ; \quad (4)$$

– затрати часу $t_{нр}$ (год) на навантажування і розвантажування транспортного засобу

$$t_{нр} = t_{нав} + t_{роз} ; \quad (5)$$

– тривалість навантажування $t_{нав}$ (год) транспортного засобу

$$t_{нав} = q_{н} \gamma_{с} / W_{нав} , \quad (6)$$

де $q_{н}$ – номінальна вантажопідйомність транспортного засобу, т ($q_{н} = 1...25$ т);

γ_c – статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності транспортного засобу, $\gamma_c = 1,0$;

k_n – коефіцієнт нерівномірності прибуття транспортних засобів під навантажування, $k_n = 1$;

$v_{\text{тех}}$ – технічна швидкість руху транспортного засобу, км/год ($v_{\text{тех}} = 20$ км/год);

β – коефіцієнт використання пробігу транспортного засобу, $\beta = 0,5$;

l_b – відстань перевезення трести, км ($l_b = 20$ км);

$t_{\text{роз}}$ – тривалість розвантажування транспортного засобу, год ($t_{\text{роз}} = 0,08$ год);

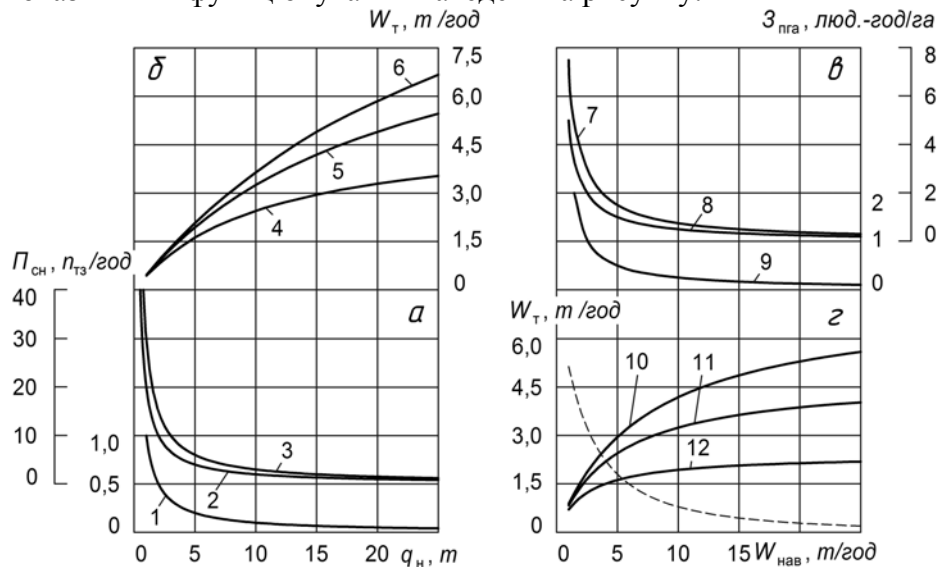
m_n – число людей, які обслуговують навантажувач, $m_n = 1$;

$U_{\text{лт}}$ – урожайність льонотрести, т/га ($U_{\text{лт}} = 2,5; 5,0$ і $7,5$ т/га);

$W_{\text{нав}}$ – технічна продуктивність навантажувача, т/год ($W_{\text{нав}} = 1 \dots 25$ т/год).

З використанням наведених залежностей здійснені відповідні розрахунки, в яких незалежними змінними були вантажопідйомність причепів і продуктивність навантажувача, а залежними змінними – продуктивність транспортних засобів та показники, що характеризують результативність функціонування навантажувачів в вантажно-транспортному забезпеченні збирання трести.

Результати досліджень. Результати розрахунків з визначення впливу параметрів об'єктів механізації вантажно-транспортного забезпечення збирання трести на оцінні показники їх функціонування наведені на рисунку.



1, 4 – продуктивність навантажувача $W_{\text{нав}} = 5$ т/год; 2, 5 – $W_{\text{нав}} = 10$ т/год; 3, 6 – $W_{\text{нав}} = 15$ т/год; 7, 8, 9 – при урожайності трести відповідно 2,5 т/га, 5,0 і 7,5 т/га; 10, 11, 12 – при вантажопідйомності причепа відповідно 15 т, 10 і 5 т

Рисунок 1– Вплив вантажопідйомності причепа q_n на зміну пропускної спроможності навантажувача $P_{\text{сн}}$ (а) і продуктивність транспортного засобу W_T (б) та зміна затрат праці на навантажування трести $Z_{\text{пра}}$ (в) і продуктивності транспортного засобу W_T (з) залежно від продуктивності навантажувача $W_{\text{нав}}$

Проаналізуємо вплив вантажопідйомності причепів на зміну пропускної спроможності навантажувача. Графіки цієї зміни, що являють гіперболічні залежності, наведені на рисунку (позиція а). З наведених графіків видно, що із підвищенням продуктивності навантажувача гіперболічні криві зрушуються в зону збільшених його пропускних спроможностей з одночасним зрушенням в той же бік асимптотичних значень відповідних гіпербол. За гіперболічного зменшення пропускної спроможності навантажувача при обслуговуванні ним транспортних засобів підвищеної вантажопідйомності утруднено визначитися з оптимальним значенням аргумента. Проте дійти висновку щодо раціональної вантажопідйомності причепів можливо. За характером

поведінки кривої 2, що інтерпретує зміну $P_{сн}$ залежно від q_n при продуктивності навантажувача 10 т/год, можна висловити наступне. При зміні q_n від 1 до 5 т пропускна спроможність навантажувача зменшується на 80%, до 10 т – на 90%, до 15 т – на 93,3%, до 20 т – на 95%, а при збільшенні q_n від 1 до 25 т пропускна спроможність навантажувача зменшується на 96%. Отже, за інтенсивністю сповільнення зменшення пропускної спроможності навантажувача при обслуговуванні ним транспортних засобів всезростаючої вантажопідйомності можна дійти висновку, що використання причепів вантажопідйомністю понад 10 т має бути обмеженим.

На рисунку (позиція б) наведені криві зміни продуктивності W_T транспортних засобів на перевезенні трести залежно від їх вантажопідйомності q_n за різної продуктивності навантажувача $W_{нав}$. З наведених графіків можна встановити, що продуктивність транспортних засобів при вантажопідйомності причепів 0,5 т та досліджуваних продуктивностей навантажувача 5 т/год, 10 і 15 т/год практично однакова і становить 0,23...0,24 т/год. З підвищенням вантажопідйомності причепів при різних продуктивностях навантажувача криві зростання продуктивності транспортних засобів розміщуються в'ялом. З аналізу кривої 5 зміни продуктивності транспортних засобів залежно від вантажопідйомності причепів можна встановити сповільнене зростання W_T із підвищенням q_n . Наприклад, з підвищенням q_n від 1 до 5 т продуктивність W_T зростає в 3,68 рази, від 5 до 10 т – в 1,51 рази, від 10 до 15 т – в 1,20 рази, від 15 до 20 т – в 1,11 рази, а підвищення вантажопідйомності від 20 до 25 т викликає зростання продуктивності транспортних засобів у 1,07 рази. Отже, використання на перевезенні трести причепів, що мають вантажопідйомність понад 5 т призводить до уповільненого підвищення продуктивності транспортних засобів.

З аналізу графіків зміни затрат праці $Z_{пра}$ на навантажування трести залежно від продуктивності навантажувача випливає, що незалежно від урожайності трести з підвищенням продуктивності понад 10 т/год трудомісткість навантажування значно уповільнюється, що свідчить про можливе обмеження продуктивності наведеним значенням.

Це підтверджує і аналіз кривих зміни продуктивності транспортних засобів W_T залежно від продуктивності навантажувача $W_{нав}$. З графіків простежується, що з підвищенням продуктивності навантажувача понад 10 т/год зростання продуктивності транспортних засобів уповільнюється. На рисунку (позиція з) пунктирною лінією зображено похідну від кривої 11, що інтерпретує зміну інтенсивності сповільнення підвищення продуктивності транспортного засобу вантажопідйомністю 10 т залежно від продуктивності навантажувача трести.

Висновки. Для забезпечення високопродуктивного використання транспортних засобів на перевезенні льонотрести продуктивність її навантажувача має бути не менше 10 т/год. За такої продуктивності навантажувача значно знижуються затрати праці на навантажування трести в розрахунку на одиницю зібраної площі, а підвищення продуктивності тракторно-транспортних засобів на перевезенні трести сягає відповідного «насичення».

Перспективи подальших розвідок на нашу думку мають бути зосереджені на вивченні і з'ясуванні розмірних параметрів рулонів трести, які б забезпечували їх розміщення на платформах кузовів тракторних причепів за умов безпечного транспортування і зручності виконання вантажно-розвантажувальних робіт.

Список літератури

1. Быков Н.Н. Обоснование и разработка машин для подъема тресты при комбайновом способе уборки льна в зонах с повышенной влажностью / Н.Н. Быков, В.И. Сизов // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная

- обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 148 – 154.
2. Горбовий А.Ю. Перспективи покращення механізації льонарства в Україні / А.Ю. Горбовий, Л.П. Середа, В.М. Пришляк // Вісн. Харків. нац. техніч. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: механізація сільськогосподарського виробництва. – Х., 2008. – Вип. 75, Т. 2. – С. 159 – 169.
 3. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: монографія / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техн. ун-ту, 2008. – 215 с.
 4. Егоров М.Е. Подъем льняной тресты и прессование ее в кипы / М.Е. Егоров, Р.И. Моторина // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 155 – 164.
 5. Залужний В. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести / В. Залужний, О. Сидорчук, Ю. Прощенко // Техніка АПК. – 2004. – № 10 – 11. – С. 16 – 18.
 6. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льнотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.
 7. Лімонт А. Механізоване виробництво льнотрести / А. Лімонт // Механізація сільського господарства. – 1979. – № 6. – С. 15 – 16.
 8. Максимов Е.М. Механизированное приготовление и подъем льняной тресты / Е.М. Максимов, Н.Н. Быков, В.И. Соснов // Лен и конопля. – 1975. – № 8. – С. 27 – 28.
 9. Назарівський О.В. Аналіз механізації збирання на полі рулонів і доставки їх до місця завантаження / О.В. Назарівський, М.Г. Грушецька // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2009. – Вип. 18. – С. 317 – 320.
 10. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льнотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський [та ін.] // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493 – 500.
 11. Разработка и испытания комплекса машин для полумеханизированного подъема и погрузки льняной тресты / М.Н. Шрейдер, Н.Н. Быков, В.Е. Логинов [и др.] // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 74 – 79.
 12. Сизов В.И. Крупные паковки: метод и особенности / В.И. Сизов // Лен и конопля. – 1987. – № 5. – С. 33 – 35.
 13. Соснов В.И. Изыскание и исследование рациональной технологии, рабочих органов и средств механизации подъема льняной тресты: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / В.И. Соснов. – М., 1973. – 26 с.
 14. Соснов В.И. О механизации подъема тресты / В.И. Соснов // Лен и конопля. – 1978. – № 7. – С. 28 – 30.

А. Лімонт

Дослідження і прогнозування продуктивності навантажувача льнотрести

Определено влияние грузоподъемности прицепов на производительность транспортных средств и пропускную способность погрузчика с учетом его производительности. Приведено изменение затрат труда на погрузку тресты и производительности транспортных средств в зависимости от производительности погрузчика.

A. Limont

Researching and Forecasting of Flex Stock Loader Productivity

The influence-duty of trailers for the performance of vehicles and the capacity of the loader with its performance was determined. A change in the cost of labor for loading and performance of tanks of vehicles, depending on the productivity of the loader is stated.

Одержано 15.08.09

УДК 631.31.6

Г.Р. Мерцедін, пошукач
Житомирський НАУ

Використання поворотних і оборотних плугів, які утворюють трапецієподібну борозну

Найбільш енерговитратними процесами в вирощуванні різних культур є основний обробіток ґрунту – оранка. Створення нових плужних поверхонь і нових перерізів борозни є дуже важливим питанням, яке сприятиме різкому покращенню якості обробки – зниженню матеріальних витрат.
поворотні плуги, оборотні плуги, пружно-в'язко-пластичне руйнування, складний переріз борозни

Використання плугів взагалі в умовах Полісся дещо ускладнюється в зв'язку з характерними ґрунтовими умовами. Одною з головних складностей є те що оброблювані площі мають досить не великі розміри і складну форму. Вони часто розташовані на похилих берегах річок і ярів. В таких місцях обробка ґрунту ускладнюється тим, що не можна орати в складок чи в огонь, а потрібно обертати його тільки в одну сторону, вгору по схилу. Обробка ґрунту звичайними плугами в таких місцях ускладнена тому що рух агрегату по колу часто не можливий. Тому постає питання про використання поворотних і оборотних плугів.

Постановка проблеми.

Існуючі поворотні плуги різних моделей мають ряд досить важливих недоліків. В силу своїх конструктивних особливостей існуючі плуги не в повному обсязі забезпечують агротехнічні вимоги, а також призводять до часткового руйнування агрономічно цінних структур ґрунту. Крім цього вони мають ряд конструктивних недоліків: велику металоємкість, підвищений центр ваги. Ці недоліки обумовлюють погану рівномірність руху агрегату, ускладнення управління і іноді зниження економічної ефективності.

Постало питання про розробку нових оборотних і поворотних плугів з іншими конструкціями і профілями робочих поверхонь які б змогли забезпечити більш високу якість обробки ґрунту за основними агротехнічними показниками і підвищити економічність експлуатації машин і агрегатів.

Аналіз останніх досліджень та постановка завдання.

Сьогодні в нашій країні і за її межами використовують багато моделей оборотних плугів. Всі вони мають схожі конструкції. Розміщені відносно рами розміщені дзеркально виготовлені плужні корпуси. Конструкції цих корпусів частіше всього повністю повторюють конструкції корпусів, використовуваних на звичайних плугах. Методи розробки нових плужних корпусів останнім часом зводяться до копіювання більш вдалих конструкцій існуючих плугів. Головним чином змінюється конструкція під можливості заводу виробника. Нині виникла проблема в тому, що виробники втратили зв'язок з агрономами і оранка іноді не поліпшує, а навіть погіршує якість обробки ґрунту.

Ми поставили перед собою завдання проаналізувати роботу існуючих конструкцій плужних корпусів. Були розроблені, виготовлені і випробувані два

плужних корпуса поворотний і обертовий (рис. 1, 2). Обидві конструкції захищені патентами України на винахід. [6, 7] Ці плужні корпуси повністю відмінні від існуючих в нашій країні і за кордоном. Випробування проводились на різних ґрунтах в порівнянні з плужним корпусом, який більш масово використовують в сільському господарстві «Культурним» (рис. 3). Перші випробування одразу показали істотні відмінності в роботі експериментальних плужних корпусів і «Культурного» корпуса.

Об'єкт та методика досліджень.

Процес роботи, конструкційні та технологічні параметри двосторонніх поворотних і обертових плугів адаптованих до ґрунтово-кліматичних умов Полісся України описаних вище. Динаміка агротехнологічних показників обробки орного шару в процесі взаємодії робочого органа з оброблюваним профілем ґрунту.

Головна відмінність розроблених плужних корпусів від «Культурного» в тому, що ці корпуси вирізують скибу, як тепер називають «Ромбоподібну», а звичайні корпуси формують скибу прямокутної форми. Стінка борозни після проходу експериментальних корпусів залишається складної форми. Поверхня зораної площі після проходу експериментальних корпусів утворюється досить гладкою. Традиційні ж корпуси залишають після своєї роботи гребенисту поверхню.



Рисунок 1 - Корпус плуга поворотний. [7]



Рисунок 2 - Корпус плуга обертовий [6]



Рисунок 3 - Корпус плуга «Культурний»

Аналіз робочого процесу і параметрів розроблених конструкцій двосторонніх поворотних [7] і обертових [6] плугів в порівнянні з класичним плужним корпусом «Культурним» проводився з використанням аналітичних основ землеробської механіки і теоретичних основ пружно-в'язко-пластичного руйнування ґрунтового середовища з урахуванням його напружено-деформованого стану.

Експериментальні дослідження проводяться в лабораторно-польових умовах з використанням експериментального обладнання, дослідних зразків розроблених плужних корпусів.

Найбільш близьким прототипом оборотного плуга став плуг ПО-23, інших аналогів не знайдено.

Оцінка якості роботи плуга проводилась по кільком параметрам. Програма оцінки якості роботи плуга розроблена ще на початку ХХ століття [1].

Для вивчення явищ які відбуваються в ґрунті під час оранки були потрібні методи, які дозволили б об'єктивно оцінити всі процеси і порівняти роботу різних корпусів. Наявні методи досліджень не завжди дають вичерпну інформацію про явища, які спостерігаються.

Для початку перевірка і уточнення конструкційних і технологічних параметрів проводилась з використанням моделі-імітатора ґрунтового каналу. Модель-імітатор виконана в вигляді металевого жолоба з розміщеною в ньому реологічною моделлю ґрунту. Для цього експерименту були виготовлені моделі плужних корпусів в масштабі 1:10. Цей метод розроблений і описаний в дисертаційній роботі Кухарця С.М. [3].

Першим питанням було взяття проб ґрунту з борозни. Для цього було виготовлено спеціальне пристосування [2].

При вивченні роботи сільськогосподарської машини (особливо ґрунтообробних знарядь, зокрема плугів), одне з перших місць займає вивчення опору, який створює машина при роботі. Часто результати такого дослідження стають основою вибору тієї чи іншої машини, робота в умовах ґрунтової різниці, вологості, засміченості і т.д.

Опір знаряддя визначали з діаграм, знятих під час руху за допомогою динамометра оснащеного самопишучим пристроєм (Динамографом), включеним в тяглову ланку механізму. Маючи на увазі, що такого самопишучого пристрою не існує, був розроблений Динамограф, конструкція якого захищена патентом України на винахід. [8] Використавши результати, отримані за допомогою Динамографа, були побудовані графіки. На них чітко видно, що опір всіх трьох корпусів приблизно однаковий.

Враховуючи те, що площа робочої поверхні корпусів різна, тобто площа поворотного [7] корпусу найменша, а площа обертового [6] корпусу найбільша, можна стверджувати, що у обертового [6] корпусу плуга питомий опір найменший. Стабілізація руху корпусів теж різна за часом. У контрольного «Культурного» корпусу стабілізація руху настає через 1,5с, у поворотного [7] корпусу – за 1с, а у обертового [6] – через 0,5с.

Всі вимірювання проводились паралельно з вимірами твердості ґрунту і взяттям проб на вологість на трьох різних глибинах в діапазоні глибини оранки.

Для вивчення переміщення і обертання ґрунту ми підготували ділянку. Шари ґрунту по глибині ми розділили прошарками сухої фарби різних кольорів завтовшки приблизно 1см. [2]

Після обробки ділянки зробили зріз скиби і чітко стало видно характерне розміщення кольорових прошарків.

В порівнянні з контрольним плужним корпусом поворотний корпус показав кращий результат переміщення, а обертовий виявився найкращим.

Виникла потреба вивчити більш детально рух часток ґрунту при обробці. Ми використали метод, відомий ще на початку ХХ століття. Його суть в тому, що в стінку борозни перпендикулярно руху знаряддя на різних глибинах вставляють гіпсові або борошняні стрижні. Потім по уламках стрижнів визначають переміщення часток ґрунту [2].

Трошки змінивши зазначений метод, ми використали замість борошняних стрижнів тонкі макаронні вироби типу «Спагеті», розфарбувавши стрижні по довжині в різні кольори. Це дозволило легше визначати місце і положення уламків стрижнів. Маючи на увазі, що ці стрижні дуже ламкі (при плечі 2см зусилля руйнування 60г) з'явилась можливість виміряти зусилля, які виникають всередині шару ґрунту біля робочої поверхні.

При роботі контрольного корпусу стрижні ламались на шматки розміром 1; 1,5; 2 см. Це свідчить про зусилля в ґрунті від 0,6 до 1 Н. Крім цього, уламки переміщуються вперед до 20 см і перемішувались з ґрунтом.

При роботі поворотного [7] корпусу на глибині, яка дорівнює половині глибини оранки, стрижні залишились цілими, або ламались на 2 частини, що свідчить про зусилля 0,3 Н, повернутими на 180° і сильно переміщені вперед. На інших глибинах стрижні ламались на 2–3 частини.

При роботі обертового [6] корпусу стрижні залишались цілими на всіх глибинах, зміщувались вперед і розміщувались майже вертикально. Збереження стрижнів цілими свідчить про зусилля 0,08 – 0,1 Н.

Для класичних плужних корпусів існує жорстке відношення глибини оранки до ширини захвату (1,27). [4]. Для обертового [6] плужного корпусу ця залежність не важлива. Якість обробки при різних глибинах залишалася незмінною. При цьому виявилось: при збільшенні ширини захвату в 1,5 рази, опір зріс на 15%.

Якість рихлення є теж одним з найважливіших показників роботи плугів.

Обертовий [6] плужний корпус показав краще рихлення – фракції 1 – 10 мм дають найбільший відсоток – 69 %. Грудок і пилу – 1 %, найменший. Плуг поворотний [7] дає загальне рихлення на 6% менше за обертового – 62,5 % [6]. Контрольний дає найменший – 44 % рихлення. Найбільший відсоток грудок – 23,6 і пилу 9%.

Шпаруватість є другою головною вимогою до роботи плугів. Ми визначали шпаруватість, заливаючи ґрунт швидко застигаючим розчином гіпсу. Після застигання розрізали його і робили шліф. [2]. Потім визначали шпаруватість за площею світлих плям. Спосіб визначення шпаруватості ґрунту захищений патентом України на винахід. [5]:

- для контрольного корпусу шпаруватість становила 10,9% від площі розрізу;
- для поворотного – шпаруватість становила 11,2% від площі розрізу;
- для обертового – шпаруватість становила 22,8% від площі розрізу.

Гребнистість поверхні ґрунту – побічний показник якості обробки і кришення. Ми визначали гребнистість методом згідно ГОСТ 26244-84:

- для контрольного корпусу гребнистість становить – 22%;
- для поворотного – 7%;
- для обертового – 6%.

Спираючись на результати даного дослідження, можна констатувати, що після роботи експериментальних плужних корпусів в порівнянні з контрольним гребнистість на багато менша в відсотковому вигляді.

Для того, щоб побачити, що відбувається в шарі ґрунту біля робочої поверхні плужного корпусу була використана комп'ютерна програма Solid Works 2008. Ця програма дозволяє у вигляді анімації з урахуванням багатьох параметрів побачити рух часток ґрунту з зазначенням за допомогою різних фарб величин параметрів, які ми вивчаємо в даний момент. Ця програма показала, що при випробуванні контрольного плужного корпусу тиск біля робочої поверхні різко підвищується, особливо в деяких місцях. В реальних умовах в цих місцях відбувається інтенсивне зношування робочих поверхонь.

При випробуванні обертового плужного корпусу тиск біля робочої поверхні різко знижується. Швидкість часток ґрунту теж різко зменшується.

Висновки.

Результати аналізу теоретичних досліджень і практичних експериментів свідчать, що використання поворотних і обертових плугів в системі основної обробки ґрунту в умовах Полісся України може дати істотний економічний ефект. Особливо це помітно при використанні цих плугів, але зі змінами ряду основних параметрів. Випробування розроблених нами конструкцій поворотного [7] і обертового [6] плугів підтвердили теоретичні припущення про те, що, змінивши переріз борозни, можливо різко змінити якість обробки ґрунту.

Агротехнічні показники роботи вищезазначених плугів різко відрізняються від показників роботи контрольного «Культурного» плужного корпусу.

Поверхня ґрунту після використання експериментальних плужних корпусів утворюється рівною, без гребенів, з добре заробленими рештками рослин.

Динамометрування теж показало переваги експериментальних корпусів перед традиційними.

Дослід з борошніаними стрижнями говорить про те, що всередині скиби утворюються умови, які не шкодять корисній фауні. При цьому максимально розпушується ґрунт.

Явища, виявлені під час використання комп'ютерної програми Solid Works, наявно демонструють те, що зниження тиску і швидкості поблизу робочої поверхні плужного корпусу веде до істотного зниження зношування деталей, а значить може

дозволити більш довгу експлуатацію машини без ремонту. Тільки це зможе заощадити значні кошти, не кажучи про екологічні переваги.

Вищенаведене дозволяє зробити висновок, що плужні корпуси зі складним перерізом борозни дозволяють скоротити кількість проходів при підготовці ґрунту до сівби.

Це твердження говорить про економічний зиск, особливо якщо підвищити захват агрегату без істотного підвищення опору.

Перспективи подальших досліджень.

Наші дослідження доказують необхідність додаткових регулювань в конструкції плужних корпусів. Необхідність регулювати точку прикладання сили відносно точки бокового опору в залежності від конкретних умов роботи агрегату. Виникли підозри в відсутності необхідності польової дошки. Це припущення потребує нових досліджень. Необхідно детальніше вивчити явища, пов'язані з утворенням хвиль в ґрунті і як результат підвищений знос робочих поверхонь плугів.

Список літератури

1. Известия бюро по сельскохозяйственной механике – С. Петербург, 1911. - Год III выпуск второй. – С. 277-278.
2. Известия бюро по сельскохозяйственной механике – С. Петербург, 1914. - Год VI выпуск третий. – С. 12-65.
3. Кухарець С.М. Обґрунтування процесу роботи та параметрів ротаційно-лопатевого робочого органу ґрунтообробного знаряддя: дис. ...канд.. техн.. наук: 05.05.11. / С.М. Кухарець. – Житомир, 2003. – Розд. 3.2.
4. Полевицкий К.А. Сельскохозяйственные машины и орудия, / К.А. Полевицкий – М.; Л.: Сельхозгиз, 1940. – С. 57-58, 72-76.
5. Пат. 84647 Україна, МПК G01N 33/24, G01N 15/08, G01N 1/00. Спосіб визначення шпаруватості ґрунту /Дідора В.Г., Мерцедін Г.Р., Тишковський В.В.; заявник і патентовласник Держ. вищий навч. заклад «Держ. агрокол. ун-т». - № а 2007 04196; заявл. 16.04.2007; опубл. 10.11.2008, Бюл. №21.
6. Пат. 84932 Україна, МПК A01B 3/00. Корпус плуга Мерцедіна обертовий / Мерцедін Г.Р.; заявник і патентовласник Держ. вищий навч. заклад «Держ. агрокол. ун-т». - № а 2006 13414; заявл. 18.12.2006; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.
7. Пат.86757 Україна, МПК A01B 3/00. Плуг поворотний Лося-Мерцедіна / Лось Л.В., Мерцедін Р.М., Мерцедін Г.Р.; заявник і патентовласник Житомир. нац. агрокол. ун-т. - № а 2005 06597; заявл. 05.07.2005; опубл. 25.05.2009, Бюл. №10.
8. Пат. 87252 Україна, МПК G01L 1/00. Динамограф / Мерцедін Г.Р.; заявник і патентовласник Житомир. нац. агрокол. ун-т. - № а 2008 11532; заявл. 25.09.2008; опубл. 25.06.2005, Бюл. №12.

Г. Мерцедін

Использования поворотных и оборотных плугов, которые образуют трапециеподобную борозду

Наиболее энергозатратными процессами в возделывании полевых культур является основная обработка почвы – пахота. Создание новых плужных поверхностей и новых профилей борозды является актуальным вопросом, способствующим резкому улучшению качества обработки – снижению материальных затрат.

G. Mercedin

The uses of turning and circulating ploughs, which form trapezoid similar furrow

Plowing as the basis soil cultivation is the most energy – consuming process in the field crop cultivation. The problem of designing new profiles is quite topical. The above problem contributes to a considerable increase in the quality of soil cultivation and to a decrease in material expenses.

Одержано 14.09.09

УДК 621.983

Н.Н. Мороз, доц., канд. техн. наук

Кременчугский государственный университет имени Михаила Остроградского

Расчет процесса вытяжки осесимметричных деталей с учетом трения

Разработан алгоритм расчета напряжений трения и предложена методика расчета сил трения, которая учитывает нестационарный характер движения слоя смазки и напряжения трения, действующие не только на фланце заготовки, а по всей ее поверхности. Представлены результаты расчета значения напряжений контактного трения и их сравнение с экспериментом.

алгоритм, силы напряжений контактного трения, смазочный слой, вязкость смазки, поверхность заготовки

Осесимметричные детали широко применяются как днища баков, обтекатели, элементы баллонов, в конструкциях летательных аппаратов, двигателей и т.д.

Расчет технологического процесса изготовления днища произведен по составленным программам, которые написаны на универсальном алгоритмическом языке Фортран-4. Ряд используемых подпрограмм (FLAT, DYNCALSH, OPTIMA и др.) входят в состав более общих программ динамического поведения и определения конечного формоизменения прямоугольных в плане заготовок и полуфабрикатов [1]. Алгоритм расчета напряжений контактного трения построен таким образом, чтобы потребная нагрузка была минимальна, а отштампованная заготовка облегла поверхность матрицы (соответствие координат конечного формоизменения граничной поверхности заготовки, поверхности матрицы). На первом этапе расчета напряжения контактного трения задаются минимальными, т.е. смазка должна иметь оптимальную вязкость, обеспечивающую полное разделение поверхностей. Усилие прижима выбирается из условий обеспечения невыдавливания смазки и отсутствия горфообразования. Зная вязкость смазки, давление прижима и материал заготовки можем определить толщину смазочного слоя. В процессе счета производится сопоставление координат заготовки с координатами поверхности матрицы. При нарушении облегания поверхности матрицы производится остановка счета. В дальнейшем вязкость смазки увеличивается на величину $\Delta\eta$. После этого цикл расчета повторяется до полного соответствия профиля матрицы профилю заготовки. Если увеличение вязкости до $10^7 - 10^8$ Па·с не приводит к желаемым результатам, проводим уменьшение толщины смазочного слоя на величину Δh , что равносильно увеличению давления прижима. Если снижение сил трения окажется достаточным при $h < 0,1$ мкм, расчет напряжений контактного трения производим по зависимостям для условий сухого трения.

При расчете технологического процесса изготовления днища, выбиралась плоская листовая заготовка круглой формы в плане диаметром 0,8 м, толщиной $0,15 \cdot 10^{-2}$ м из алюминиевого сплава АМц. Исходные данные по модулю упругости, пределу текучести, коэффициенту Пуассона, предельные характеристики материала используем из информации приведенной в [2]. Коэффициент динамической вязкости

принимался равным $\eta = 0,2$ Па·с. Толщина смазочного слоя изменялась от $4 \cdot 10^{-6}$ м до 10^{-6} м, т.е. моделировалось изменение усилия прижатия фланца заготовки к матрице. В таблице 1 приведены значения напряжений контактного трения, вычисленные при различных толщинах смазочного слоя.

Таблица 1 – Результаты расчета значения напряжений контактного трения

№ шага	Точки τ , 10^{-2} Па				Толщина смазочного слоя, м
	1	2	3	4	
1	$5,528 \cdot 10^8$	$5,608 \cdot 10^8$	$5,764 \cdot 10^8$	$4,867 \cdot 10^8$	$9 \cdot 10^{-6}$
2	$4,136 \cdot 10^8$	$4,182 \cdot 10^8$	$4,276 \cdot 10^8$	$2,344 \cdot 10^8$	$9 \cdot 10^{-6}$
1	$9,751 \cdot 10^7$	$9,878 \cdot 10^7$	$9,415 \cdot 10^7$	$8,141 \cdot 10^7$	$1 \cdot 10^{-6}$
2	$1,77 \cdot 10^8$	$1,79 \cdot 10^8$	$1,762 \cdot 10^8$	$1,405 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^{-6}$
3	$3,026 \cdot 10^8$	$3,051 \cdot 10^8$	$3,071 \cdot 10^8$	$2,101 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^{-6}$
4	$3,7113 \cdot 10^8$	$3,75 \cdot 10^8$	$3,814 \cdot 10^8$	$2,31 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^{-6}$
1	$5,624 \cdot 10^8$	$5,624 \cdot 10^8$	$5,69 \cdot 10^8$	$5,8336 \cdot 10^8$	$8 \cdot 10^{-6}$
1	$5,387 \cdot 10^8$	$5,459 \cdot 10^8$	$5,603 \cdot 10^8$	$4,657 \cdot 10^8$	$10 \cdot 10^{-6}$
2	$4,867 \cdot 10^8$	$4,898 \cdot 10^8$	$5,036 \cdot 10^8$	$2,629 \cdot 10^8$	$10 \cdot 10^{-6}$
3	$5,084 \cdot 10^8$	$5,121 \cdot 10^8$	0	0	$10 \cdot 10^{-6}$
4	$9,841 \cdot 10^8$	$9,938 \cdot 10^8$	0	0	$10 \cdot 10^{-6}$
5	0	0	0	0	$10 \cdot 10^{-6}$

На рисунке 1 приведены результаты расчета в сравнении с экспериментальными исследованиями для свободной вытяжки детали типа днища.

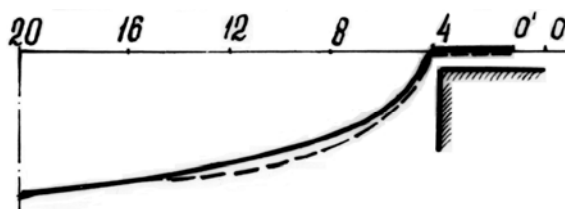


Рисунок 1 – Окончательный профиль детали: _____ теория; -----эксперимент

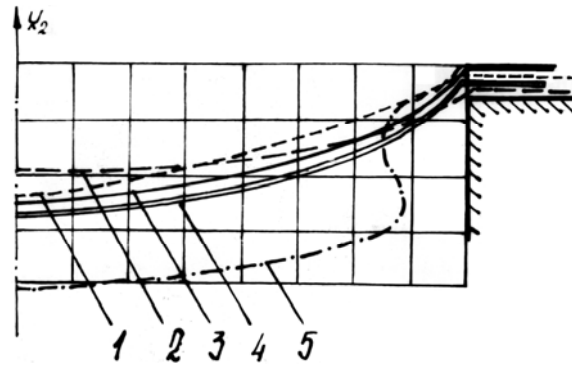
Предельные положения точек штампуемой заготовки, лежащих в продольной плоскости симметрии, для различных значений толщины смазочного слоя изображены на рисунке 2.

Зависимости скоростей перемещения периферийной точки заготовки и напряжений контактного трения от времени представлены на рисунках 3 и 4. Экспериментальные кривые удовлетворительно соответствуют расчетным.

Численные расчеты показали, что напряжения контактного трения оказывают существенное влияние на динамику поведения штампуемой заготовки, ее напряженно-деформированное состояние и значение конечных прогибов. В свою очередь напряжения контактного трения зависят от скорости перемещения штампуемой заготовки.

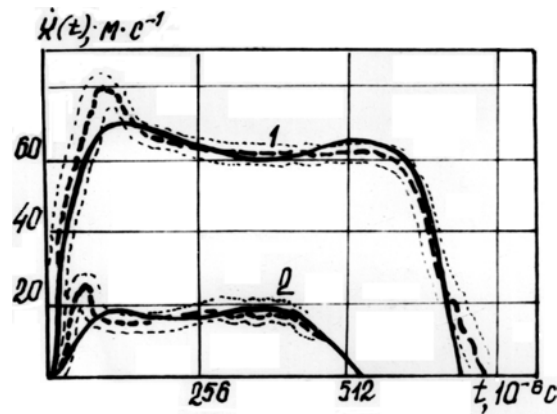
На рис. 5 приведены опытные образцы деталей, отштампованных взрывом при различных параметрах смазочного слоя. При жестком защемлении фланца заготовки

максимальное утонение достигает 25 – 30%, конечный профиль заготовки близок к треугольному.



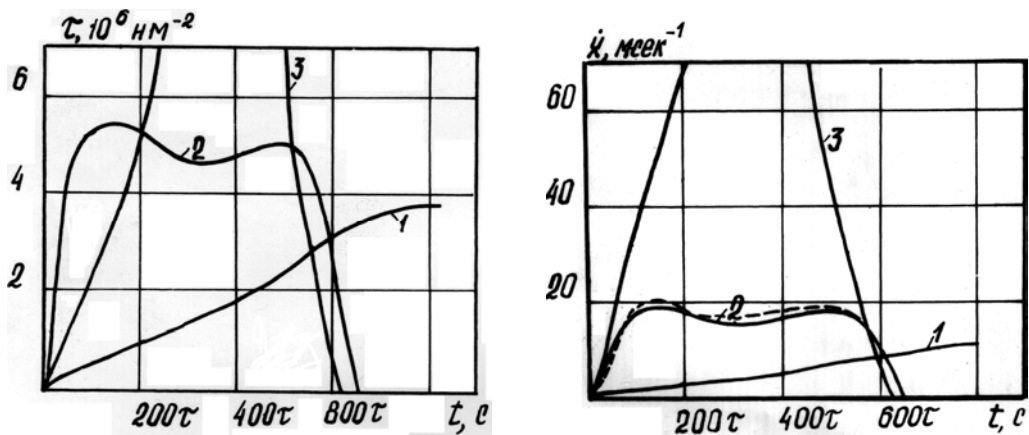
1 – жесткое защемление фланца заготовки; 2 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 8 \cdot 10^{-6}$ м; 3 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 9 \cdot 10^{-6}$ м; 4 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 10 \cdot 10^{-6}$ м; 5 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 50 \cdot 10^{-6}$ м

Рисунок 2 – Сравнение окончательных профилей деталей, параметры смазочного слоя следующие



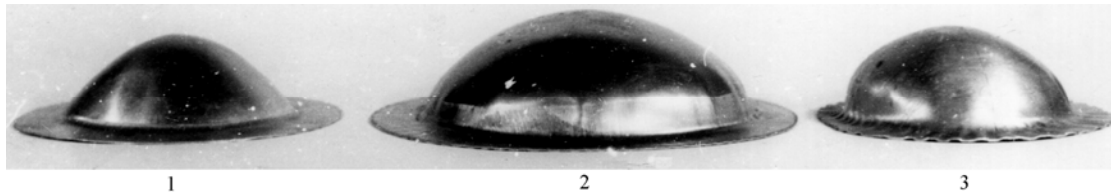
1 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 10 \cdot 10^{-6}$ м; 2 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 8 \cdot 10^{-6}$ м

Рисунок 3 – График зависимости скорости периферийной точки заготовки от времени (____ теория; -----эксперимент)



1 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 10 \cdot 10^{-6}$ м; 2 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 9 \cdot 10^{-6}$ м; 3 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 8 \cdot 10^{-6}$ м

Рисунок 4 – График зависимости напряжений контактного трения от времени (____ теория; -----эксперимент)



1 – жесткое защемление фланца заготовки; 2 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 8 \cdot 10^{-6}$ м; 3 – $\eta = 0,2$ Па·с, $h = 30 \cdot 10^{-6}$ м

Рисунок 5 – Детали типа «днище», отштампованные взрывом при различных параметрах смазочного слоя

Детали 2 и 3 получены с использованием смазки вязкостью $\eta = 0,2$ Па·с. Деталь 2 получена при давлении прижима, равном 0,7 МПа, что соответствует толщине смазочного слоя $h = 8 \cdot 10^{-6}$ м. Фланец детали 3 прижимался давлением 0,25 МПа, толщина смазочного слоя составляла $h = 30 \cdot 10^{-6}$ м. Конечный профиль деталей близок к эллиптическому, максимальные утонения не превышают 10 – 12%. Форма конечных прогибов и распределение утонений по профилю заготовки близки к расчетным.

Выводы:

Предложенная методика расчета сил трения учитывает нестационарный характер движения слоя смазки и напряжения трения, действующие не только на фланце заготовки, а по всей ее поверхности, которая контактирует с элементами оснастки.

Разработанный алгоритм расчета напряжений трения дает возможность при численном моделировании процесса импульсного деформирования определить оптимальные условия в зоне фрикционного контакта заготовки с инструментом, что позволяет добиться максимального соответствия формы заготовки детали.

Список литературы

1. Драгобецкий В.В. Постановка задачи пластического деформирования при совмещении операций штамповки и сварки взрывом // Проблемы создания новых машин и технологий: Научные труды КГПУ. – Вып. 2/1999. – Кременчуг, 1999. – С. 270–274.
2. Драгобецкий В.В. Особенности пластического деформирования биметаллических заготовок при импульсном нагружении. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Вип. 3/2002 (14). – Кременчуг: КДПУ. – С. 127–129.

М. Мороз

Розрахунок процесу витяжки осесиметричних деталей з урахуванням тертя

Розроблено алгоритм розрахунку напруження тертя та запропонована методика розрахунку сил тертя, яка враховує нестационарний характер руху шару змазки і напруження тертя, що діють не тільки на фланці заготовки, а по всій її поверхні. Представлені результати розрахунку значення напруження контактної тертя та їх порівняння з експериментом.

N. Moroz

Calculation process of extraction axisymmetrical details taking into account a friction

The developed algorithm of account of pressure of friction and offered account technique of friction forces, which takes into account non-stationary character of movement of a greasing layer and pressure of friction working not only at edge of preparation, and on all of its surface. The results of meaning account of contact friction pressure and their comparison with experiment are submitted.

Одержано 23.11.09

УДК 664.7.05; 621.979

І.О. Ніщенко, С.Й. Ковалишин, В.В. Том'юк

Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни

Вплив конструктивних параметрів шнекового вала на енергетичні показники олійновідтискного преса

Проведено аналіз чинників, які впливають на енергетичні показники шнекового олійновідтискного преса. Доведено вплив на потужність преса довжини шнекового вала та частоти його обертання.

олійновідтискний прес, шнековий вал, потужність, коефіцієнт тертя, насіння олійних культур, вихід олії

Процес вичавлювання олії з насіння олієвмісних культур шляхом пресування є складним та енергозатратним. Результати досліджень даного процесу свідчать, що енергетичні затрати складаються із основних трьох складових – потужності на ущільнення олієвмісної сировини, потужності на подолання сил тертя між сировиною, шнековим валом та зерною камерою, а також потужності, необхідної на вичавлювання олії [5]. Поліпшити енергетичні показники олійновідтискного преса можливо шляхом оптимізації його технологічних та конструктивних параметрів. До перших із них відносять частоту обертання шнекового валу та площу отворів для відведення макухи, а до других – довжину шнекового вала, його внутрішній та зовнішній діаметри, крок та форму гвинтового каналу. Крім цього, на енергетичні показники впливають і фізико-механічні властивості олієвмісної сировини – геометричні розміри насіння, коефіцієнт тертя ковзання тощо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Результати досліджень впливу технологічних параметрів шнекового олійновідтискного преса показали, що зі збільшенням частоти обертання вала лінійно збільшується потужність на вичавлювання олії, а разом з цим погіршуються енергетичні показники процесу [5]. Крім цього, вони також залежать від геометричних особливостей гвинтового каналу [7] та довжини зерної камери [1], а, відповідно, і шнекового вала. В роботах [3, 6] наголошується на доцільність збільшення довжини вала, оскільки в такому разі в камері пресування розвивається більший тиск [2, 4] та відбувається збільшення часу дії останнього на пресований матеріал, що призводить до глибшого вичавлювання олії. Недоліком довгих валів є те, що вони швидко перевантажуються. Це спричиняє втрату міцності, через що для їх виготовлення необхідно застосовувати високоякісні сталі, які добре працюють на складну деформацію. Крім того, збільшуються габарити преса, ускладнюється експлуатація та технічне обслуговування.

У зв'язку з цим необхідно ґрунтовніше дослідити вплив конструктивних параметрів шнекового вала на енергетичні параметри процесу пресування.

Постановка завдання. Метою роботи було підвищити ефективність процесу пресування насіння олієвмісних культур в шнековому олійновідтискному пресі шляхом зменшення енергетичних затрат за рахунок обґрунтування параметрів шнекового вала.

Виклад основного матеріалу. Удосконалення конструкції шнекового вала олійновідтискного преса зумовило проведення теоретичних та експериментальних досліджень його впливу на процес пресування, вихід олії та енергетичні показники

преса. В роботі [7] наведено дані, де доведено доцільність заміни прямокутної форми витків на форму криволінійного трикутника, одна сторона якого виконана у вигляді сегмента кола. У зв'язку з цим постало завдання отримати залежність енергетичних показників олійновідтискного преса від конструктивних параметрів удосконаленого таким чином шнекового вала.

Відповідно до цього проведено розрахунок величин потужностей, необхідних для видалення олії з насіння олійних культур.

Для визначення моменту від сил тертя пресованого матеріалу об зерний циліндр та шнековий вал необхідно було визначити площі даних контактних поверхонь.

Розглянемо елементарний об'єм гвинтового каналу робочого тіла (рис.1.), який обмежений поверхнями шнекового вала, зерного циліндра і двома площинами, нормальними до поверхні шнекового вала [7].

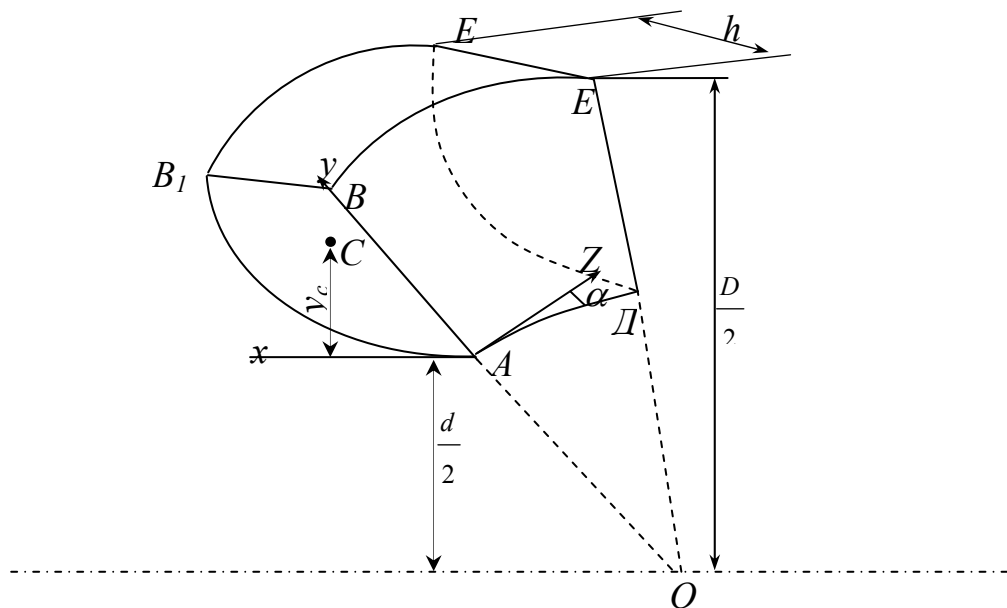


Рисунок 1 - Схема елементарного об'єму витка шнекового вала, виконаного у формі криволінійного трикутника

Проведемо розрахунок площі поверхонь, які обмежують елементарний об'єм зі сторони шнекового вала.

Площа A_1 чотирикутника $ABED$:

$$A_1 = \frac{d\varphi}{\cos \alpha} \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right), \text{ м}^2 \quad (1)$$

де D – зовнішній діаметр шнекового вала, м;

d – внутрішній діаметр шнекового вала, м.

Площа A_2 чотирикутника BB_1EE_1 , по якій відбувається контакт робочого тіла з зерним циліндром:

$$A_2 = h \cos \alpha \frac{D}{2} \frac{d\varphi}{\cos \alpha} = h \frac{D}{2} d\varphi, \text{ м}^2, \quad (2)$$

де h – крок гвинта шнекового вала, м;

α – кут нахилу гвинтової лінії до поперечного перерізу гвинта, град.

Площу A_3 криволінійної поверхні AB_1E_1D можна розрахувати згідно формули:

$$A_3 = \frac{d\varphi}{\cos \alpha} \int_0^{h \cos \alpha} \left(\frac{d}{2} + y(x) \right) \sqrt{1 + (y'(x))^2} dx . \quad (3)$$

Знайдемо моменти, які необхідно прикласти до шнекового вала, щоб подолати сили тертя і створити тиск, необхідний для вичавлювання олії:

а) Момент від сил тертя робочого тіла об зерний циліндр на поверхні A_2 :

$$M_{1T} = \frac{D}{2} \int_0^{\frac{L}{h} 2\pi} f_1 \eta_1 P A_2 = \frac{\pi D^2 f_1 \eta_1}{2} \int_0^L P(x) dx , \quad (4)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя ковзання;

η_1 – коефіцієнт передачі тиску;

P – робочий тиск процесу пресування, Па;

б) Момент від сил тертя робочого тіла об шнековий вал на поверхні A_1 :

$$M_{2T} = \frac{\pi L (D^3 - d^3)}{12h} f_2 \eta_2 \int_0^L P(x) dx , \quad (5)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя ковзання;

η_2 – коефіцієнт передачі тиску.

в) Момент від рівномірного тиску q на криволінійній поверхні A_3 :

$$M_q = \frac{\pi q L (D^3 - d^3)}{12h} (\cos \alpha + f_2 \sin \alpha) , \quad (6)$$

де L – довжина шнекового вала без першого витка, м.

Потужність, яка необхідна для вичавлювання олії:

$$N_{ol} = P_{\max} \cdot V_2 \cdot \omega , \quad (7)$$

де P_{\max} – максимальне значення тиску в камері пресування, Па;

V_2 – об'єм олії, яку необхідно вичавити;

ω – кутова швидкість обертання шнекового вала, c^{-1} .

Тоді сумарна споживана потужність становитиме:

$$N = (M_{1T} + M_{2T} + M_q) \omega + N_{ol} . \quad (8)$$

На підставі аналізу наведених залежностей можна стверджувати, що на енергетичні показники роботи шнекового олійновідтискного преса, оснащеного шнековим валом із гвинтовою канавкою у вигляді криволінійного трикутника впливають його конструктивні параметри – довжина, внутрішній та зовнішній діаметри та крок витків. Із них найсуттєвіший вплив має довжина вала. Підтвердженням цього є отримана залежність потужності, яку необхідно затратити на вичавлювання олії, від даного параметру (рис. 2). Як бачимо із рисунка, ця потужність прямо-пропорційно зростає із збільшенням довжини вала.

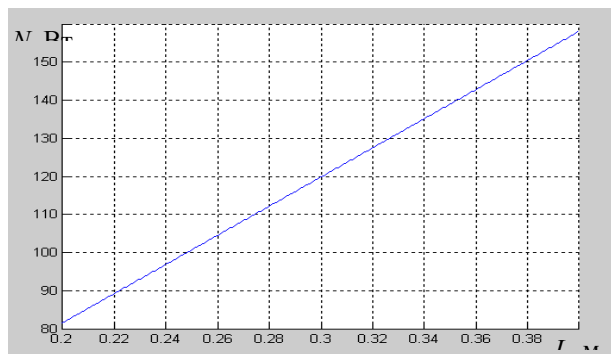


Рисунок 2 - Залежність енергетичних показників

Для того, щоб вибрати привод олійновідтискного преса, необхідно отримати числове значення виразу (8), складові якого можна розрахувати, знаючи оптимальні значення конструктивних параметрів вала. Оптимізувати їх можна проведенням багатofакторного експерименту, де б вхідними регульованими факторами були довжина шнекового вала, форма його витків та діаметр, а вихідними параметрами пресування – вихід олії та її залишок в макусі.

Висновки. 1. Доведено вплив конструктивних параметрів шнекового вала, гвинтова канавка якого виконана у формі криволінійного трикутника, на енергетичні показники шнекового олійновідтискного преса.

2. Наведені теоретичні залежності дозволяють розрахувати сумарну споживану потужність олійновідтискного преса. Для розрахунку її чисельних значень слід знати основні конструктивні параметри шнекового вала преса та фізико-механічні властивості сировини.

Список літератури

1. Барташевич Н.А. Интенсификация маслоизвлечения прессованием Дальневосточных сортов семян сои: Автореф. дис. канд. техн. наук/ (ФГОУ ВПО Дальрыбвтуз) – Владивосток, 2006. – 24с.
2. Брацихин Е.А., Микулин С.С., Стрельцов Н.Н. Переработка пластических пластмасс в изделия. – М.-Л.: Химия, 1966. – 399с.
3. Голдовский А.М. Теоретические основы производства растительных масел. – М.: Пищепромиздат, 1958. – 496с.
4. Грузнов Г. Ф. Машины для переработки пластических масс. – М.-Л.: Машиностроение, 1970. – 238с.
5. Дидык Т.А. Снижение энергоемкости пресс-экструдеров // Вавиловские чтения – 2004: Материалы всероссийской научно-практической конференции, посвященной 117-й годовщине со дня рождения академика Н.И. Вавилова. Саратов: ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ», 2004. – С. 49-52.
6. Масликов В.А. Некоторые вопросы конструкции шнековых прессов //Маслобойно-жировая промышленность. – 1953. – №5.
7. Том'юк В.В. Дослідження розподілу тиску вздовж шнекового вала олійновідтискного преса. //Вісн. Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. 2009. – №78.- С. 242-249.

И. Нищенко, С. Ковалишин, В. Том'юк

Влияние конструктивных параметров шнекового вала на энергетические показатели маслоотжимного преса

Проведен анализ факторов, которые влияют на энергетические показатели шнекового маслоотжимного преса. Доказано влияние на мощность преса длины шнекового вала и частоты его вращения.

I. Nischenko, S. Kovalishin, V. Tom'yuk

Influence structural parameters of screw billow on power indexes oil auger press

The analysis of factors which influence on the power indexes oil auger press is conducted. Influence is well-proven on power press length of auger billow and frequency of his rotation.

Одержано 29.10.09

УДК 658.631.3

О.В. Сидорчук, проф., д-р техн. наук
ННЦ „ІМЕСГ”

А.О. Шарибура, наук. співроб.

Західний науково-дослідний центр інженерії агротехнологічних систем ННЦ „ІМЕСГ”

Результати моделювання проекту збирання льону-довгунця

Обґрунтовано етапи та методику побудови статистичної імітаційної моделі проекту збирання льону-довгунця. Наведені результати експериментування з моделлю. Оптимізовано сезонну площу збирання для заданих параметрів технічного оснащення проекту.

модель, проект, процес, етап, збирання, льон-довгунець

Постановка проблеми. Реалізуючи щороку проекти збирання льону-довгунця, сільськогосподарські підприємства намагаються домогтися безвтратного збирання. Однак, наявність технологічного ризику в цих проектах не завжди дає змогу отримати бажаний результат. Нерідко через агрометеорологічні умови та недоліки в управлінні проектами з технологічним ризиком терміни збирання цієї культури видовжуються, через що виникають втрати вирощеного врожаю (як насіння, так і волокна). Мінімізувати ці витрати можна завдяки ефективному управлінні змістом та часом виконання збиральних робіт, яке досягається за умови узгодження параметрів технічного оснащення проектів з характеристиками їх виробничих програм (обсягом площі посіву). Обґрунтування ефективних (узгоджених) параметрів технічного оснащення проектів із згаданими характеристиками є важливим етапом вирішення проблем мінімізації втрат вирощеного врожаю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі наукові дискусії щодо доцільних обсягів збирання льону-довгунця роздільним та комбайновим способами [2,3,4,5,7], на наш погляд, є безпідставними без узгодження параметрів технологічного оснащення проектів з характеристиками їх виробничих програм. Чинні методи такого узгодження для проектів збирання ранніх зернових [8,11] хоча і враховують наявність технологічного ризику, однак не відображають того, що в даних проектах відбувається управління збиральними роботами та часом їх виконання. А тому скористатися розробленими комп'ютерними програмами для загаданого узгодження не має змоги.

Метою дослідження є розроблення методики узгодження параметрів технічного оснащення з характеристиками виробничої програми проектів збирання льону-довгунця та встановлення закономірностей зміни їх функціональних показників на основі статистичного імітаційного моделювання.

Результати дослідження. Розв'язання означеної інженерної задачі можна здійснити лише шляхом статистичного імітаційного моделювання реалізації проектів збирання льону-довгунця [8,9,11]. Воно дає змогу визначити закономірності зміни їх функціональних показників, пришвидшити та здешевити дослідження. Статистичне імітаційне моделювання уможливорює врахування наявності технологічного ризику, поточного управління збиральними роботами та часом їх виконання [8,9,11].

Узагальнюючи можна сказати, що моделювання дає змогу об'єктивно визначити ефективність проектів збирання льону-довгунця без використання складних та дорогих виробничих експериментів.

Побудова статистичної імітаційної моделі та моделювання відбувається послідовно, за певними етапами, а саме: створенням концептуальної моделі; підготовка початкових даних; розроблення математичної моделі; вибір методу та засобів моделювання; розроблення програмної моделі (комп'ютерної програми); перевірка моделі на адекватність; планування експериментів з моделлю; моделювання; аналіз результатів моделювання [9].

Створення концептуальної моделі – дало змогу у словесній формі здійснити опис проекту та означити його зміст (рис.1). В результаті чого встановлено, що зміст проекту збирання льону-довгунця залежить від стану предмета праці та агрометеорологічних умов. Отже, якість та кількість зібраного врожаю залежить від гнучкості збирального комплексу, своєчасності виконання операцій технологічного процесу.

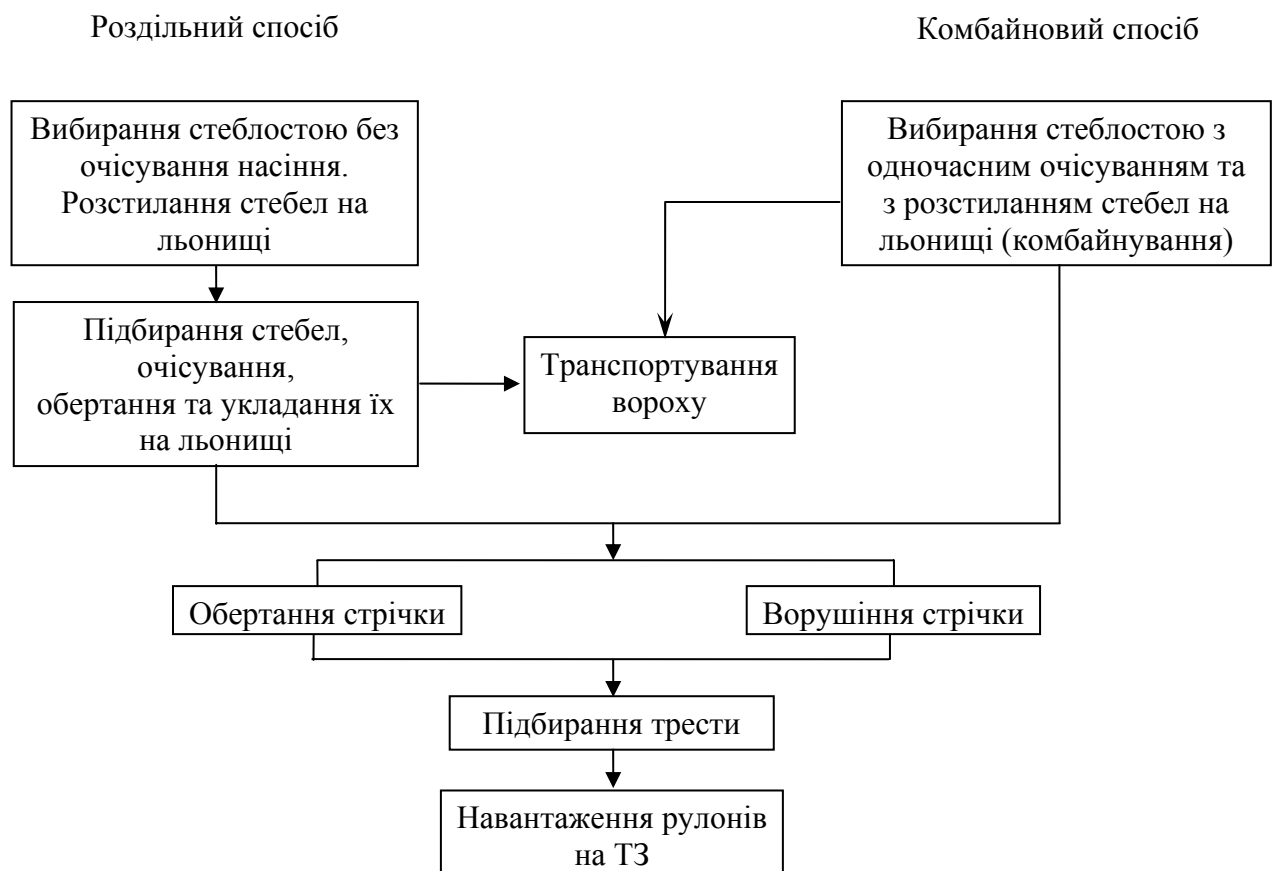


Рисунок 1 - Схема реалізації проекту механізованого збирання льону-довгунця

Підготовка початкових даних. Для цього на підставі пасивних експериментів було передбачено збір та аналіз статистичних даних, а саме часу настання подій, часу їх припинення та кількісного оцінення їх тривалостей.

На підставі системного аналізу проекту збирання льону-довгунця встановлено, що зміст та час виконання робіт визначається такими подіями: 1) часом настання (в добах від початку календарного року) та тривалістю ранньої-жовтої фази стиглості в n -й рік відповідно $(\tau_{p.ж}^n)$, $(t_{p.ж}^n)$, діб; 2) часом настання та тривалістю жовтої фази

стигlosti в n -й рік відповідно $(\tau_{ж}^n)$, $(t_{ж}^n)$, діб; 3) часом настання та тривалістю повної фази стигlosti в n -й рік відповідно (τ_n^n) , (t_n^n) , діб; 4) часом появи та припинення опадів на календарній вісі часу n -о року, відповідно $(\tau_{нд})$, $(\tau_{кд})$, год; 5) часом появи та припинення роси у j – у добу n -о року, відповідно (τ_{np}^{jn}) , $(\tau_{зр}^{jn}, \tau_{зр})$, год; 6) дефіцитом вологости повітря в розрізі доби j – i (D_{jn}), за якої виконання окремих збиральних операцій недопустиме, гПа.

Для збору необхідної статистичної інформації щодо зазначених подій, були опрацьовані архівні матеріали Яворівської агрометеорологічної станції (Львівська область). Опрацювання статистичних даних виконували за допомогою методів математичної статистики. Для того щоб модель реально відображала проекти збирання льону-довгунця в її роботу закладено певні фізичні параметри технічного оснащення робіт.

До цих параметрів відносимо у першу чергу трактори та с.-г. машини, їх кількість, а також продуктивність та витрату палива машинно-тракторними агрегатами, які формуються для виконання операцій з роздільного та комбайнового способів збирання. Кількісні значення перелічених показників були одержані з „Типових норм продуктивності і витрат палива на збиранні сільськогосподарських культур” [6,10] (для машин які серійно виготовляються) та протоколів попередніх випробувань (для машин які тільки-но впроваджуються у виробництво) табл. 1.

Таблиця 1 - Фізичні показники технічного оснащення робіт у проекті

№ п/п	Марка трактора / с.г. машини	Кількість, од	Агрегаткування	Ширина захвату	Змінна норма продуктивності, га	Витрата палива, л/га
1	Т-25А	2	–	–	–	–
2	МТЗ-82	2	–	–	–	–
3	ТЛН-1,5	1	Т-25А	1,52 м	3,3	6,8
4	ПМЛ-1	1	МТЗ-82	1 стрічка	5,11	11,7
5	ЛК-4А	1	МТЗ-82	1,52 м	3,8	15,6
6	ОСН-1А	2	Т-25А	1 стрічка	4,69	2,9
7	ПРП-1,6	1	МТЗ-82	1 стрічка	2,9	14,5

До важливих показників, що відображають на функціональні характеристики проекту відносять втрати урожаю. Оскільки в процесі збирання льону-довгунця отримуємо два види продукції (насіння та тресту) виникає необхідність визначати втрати для кожного з них.

Враховуючи біологічні особливості предмета праці, а також користуючись методами аналізу та експертного оцінення було встановлено, що втрати насіння та трести слід розділити на часткові та повні. Визначити ці показники необхідно окремо як для роздільного, так і для комбайнового способів збирання. Критерії, за якими визначали кількісні показники часткових та повних втрат насіння наведені табл. 2.

Таблиця 2 - Критерії оцінення кількісних показників часткових та повних втрат насіння

Технології збирання	Часткові втрати насіння	Повні втрати насіння
Роздільна	- Тривалість вилежування не очесаної стрічки перевищує 4 доби, при цьому щоденні втрати складають 0,5% від біологічного врожаю насіння.	- Під час вилежування неочесаної стрічки тривалість опадів становить понад 2 доби. - Тривалість вилежування не обчесаної стрічки перевищує 8 діб.
Комбайнова	- Збирання у повній фазі стиглості, при цьому щоденні втрати складають 0,5% від біологічного врожаю насіння з гектара.	- На площі, що залишилась незібраною після завершення повної фази стиглості.

Часткові втрати трести визначалися як різниця між максимальним прибутком (якщо б уся зібрана треста мала найвищий номер), що міг бути отриманий, і реальним, який було одержано з даної площі.

Площу, на якій виникли повні втрати трести знаходимо як різницю між загальною площею збирання льону-довгунця (сезонним навантаженням) та сумою фактично виконаних площ роздільним та комбайновим способами.

Розробка математичної моделі проекту збирання льону-довгунця, полягала у формалізованому його записі та складанні алгоритму реалізації, що в подальшому уможливило побудову комп'ютерної моделі

Вибір методу та засобів моделювання. На даний час відомо безліч методів моделювання, проте найбільш універсальним з них, що дає змогу здійснювати дослідження систем та кількісно оцінювати їх функціонування є метод статистичного імітаційного моделювання. В ньому динамічні процеси проекту-оригіналу замінюються процесами, що імітуються в абстрактній моделі, але з дотриманням таких же співвідношень тривалостей і часових послідовностей окремих подій [9]. Для здійснення статистичного імітаційного моделювання в середовищі Turbo Pascal 7.0 було розроблено комп'ютерну програму реалізації проекту збирання льону-довгунця.

Перевірка моделі на адекватність здійснювалась за допомогою критерія Манна-Уїтні. Її результати свідчать про те, що модель адекватно відображає реалізацію проекту збирання льону-довгунця із необхідною довірчою ймовірністю.

Аналіз результатів моделювання. Отримані результати дали змогу побудувати залежності фактично зібраних площ роздільним та комбайновим способами збирання від площі вирощування культури (рис. 2).

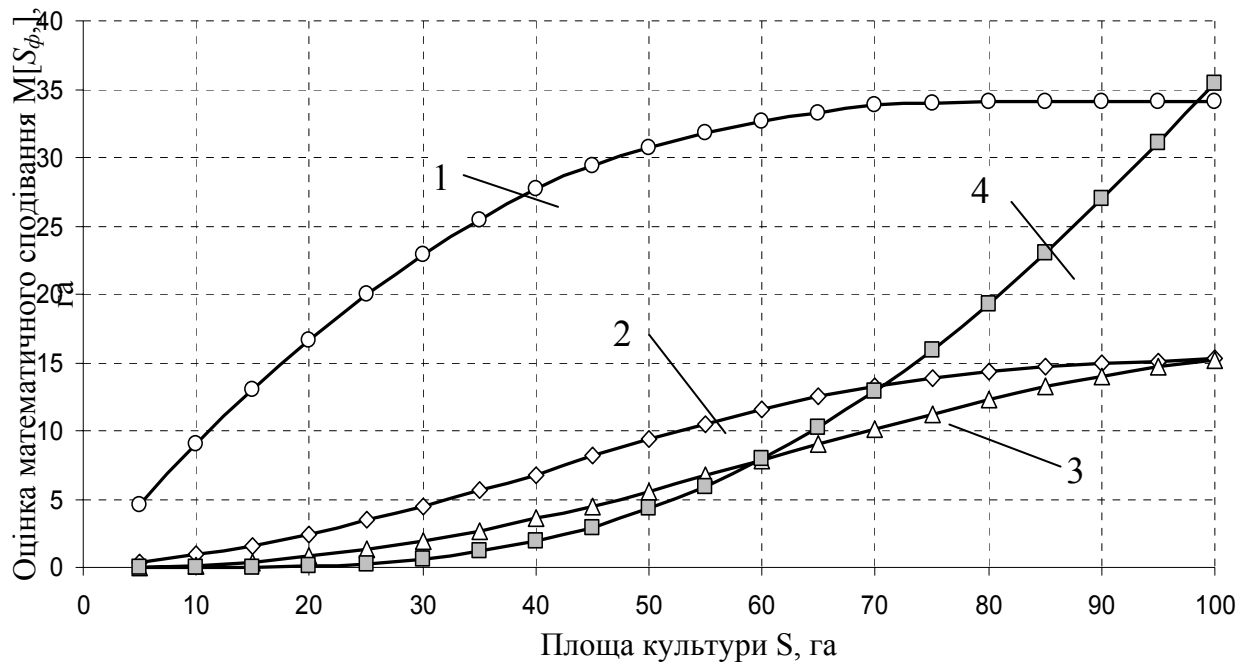


Рисунок 2 - Залежність оцінки математичного сподівання фактично виконаних площ S_{ϕ} за роздільним у ранній жовтій фазі стиглості (1) та комбайновим способом у жовтій (2) та повній фазах стиглості (3) від площі збирання льону-довгунця, а також площі на яких виникли повні втрати (4), га.

На підставі досліджень моделі встановлено, що для умов даного регіону оцінки математичного сподівання фактично зібраних площ описуються такими рівняннями:

- для роздільного

$$M[S_{\phi}^p] = 3 \cdot 10^{-7} \cdot S^4 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot S^3 - 0,0076 \cdot S^2 + 1,0134 \cdot S - 0,3861; \quad (1)$$

- для комбайнового у жовтій фазі стиглості

$$M[S_{\phi}^{\kappa}] = 3 \cdot 10^{-7} \cdot S^4 - 9 \cdot 10^{-5} \cdot S^3 + 0,0081 \cdot S^2 - 0,0329 \cdot S + 0,4769; \quad (2)$$

- для комбайнового у повній фазі стиглості

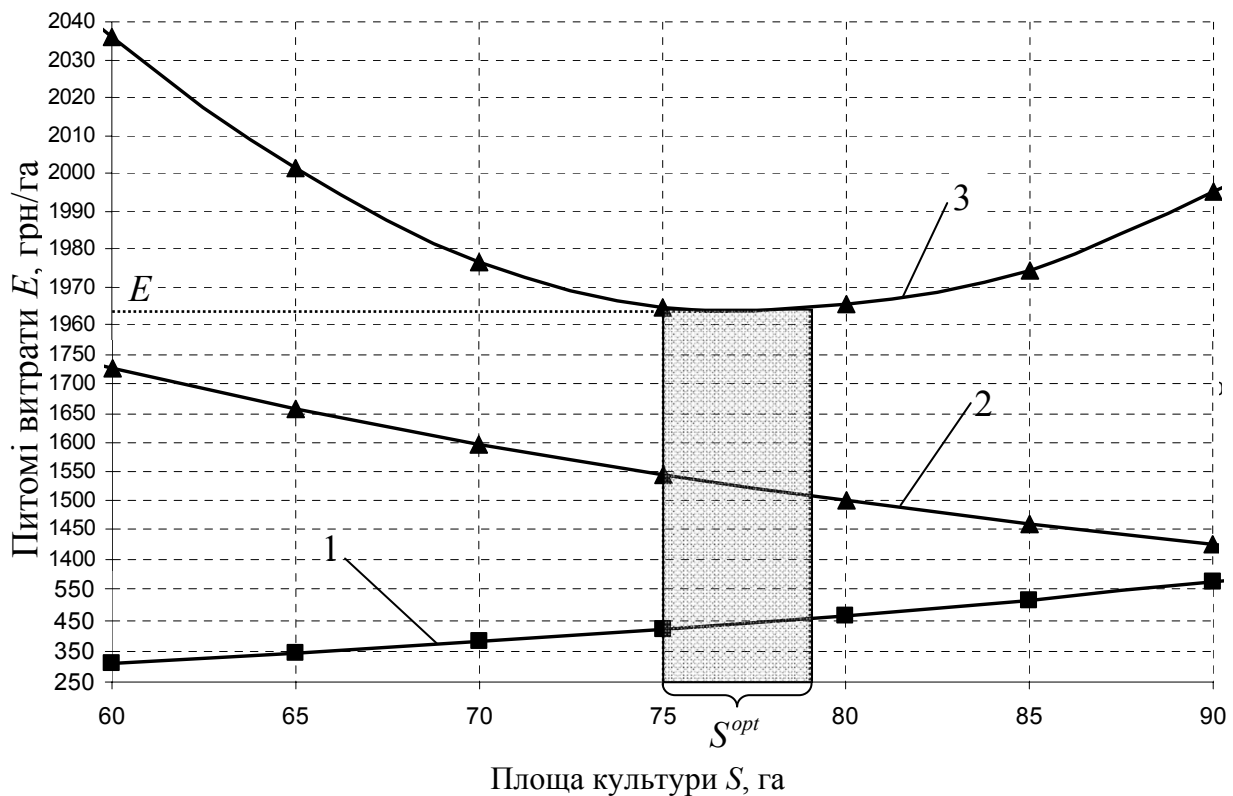
$$M[S_{\phi}^{\kappa}] = -1 \cdot 10^{-7} \cdot S^4 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot S^3 + 0,0033 \cdot S^2 - 0,0336 \cdot S + 0,1384; \quad (3)$$

Площі, на яких виникли повні втрати, описуються рівнянням:

$$M[S_{\Pi}] = -4 \cdot 10^{-7} \cdot S^4 + 0,0001 \cdot S^3 - 0,0038 \cdot S^2 + 0,0534 \cdot S - 0,2324. \quad (4)$$

Функціональні показники проекту – (фактично зібрані площі) за заданої характеристики виробничої програми проекту (планової площі збирання) зумовлюються предметними характеристиками проектного середовища (які визначають тривалість фенологічних фаз стиглості льону-довгунця), показниками агрометеорологічних умов, які щороку є непостійні, та параметрами технічного забезпечення робіт у проекті.

На основі результатів моделювання перебігу проекту збирання льону-довгунця, використовуючи чисельний метод, були здійснені розрахунки узгодження виробничих характеристик з параметрами технічного оснащення проекту. Вартісне оцінення функціональних показників здійснюється шляхом визначення за встановленою методикою питомих експлуатаційних витрат сільськогосподарського підприємства (СП) на функціонування технічного оснащення проекту [12,13]. На підставі цього, уможливується встановлення закономірності зміни показників ефективності процесу збирання льону-довгунця за відповідних параметрів технічного оснащення від приросту площі ріллі СП (рис. 3).



1 – сумарні питомі втрати по волокну та насінню; 2 – питомі експлуатаційні витрати; 3 – сумарні витрати

Рисунок 3 - Оптимізація площі для проекту збирання

Обґрунтування оптимальної площі передбачало для кожного значення аргументу (площі збирання льону-довгунця) розрахунок сумарних питомих витрат трести та насіння (грн/га), а також питомих експлуатаційних витрат (грн/га) з наступним їх додаванням. Оптимальне значення площі для комбайнового способу збирання визначалося графоаналітичним методом. Встановлено, що мінімальні сумарні витрати становлять – 1964 грн/га, а оптимальна площа знаходиться в межах – $S^{opt} = 75 - 79$ га.

Висновки:

1. Дослідження проекту збирання льону-довгунця за допомогою статистичного імітаційного моделювання уможливило отримання вірогідних результатів, оскільки в його основі лежать статистичні характеристики притаманні даному проекту. Під час реалізації імітаційної моделі генеруються ймовірні характеристики подій, комбінація яких створює випадкові сценарії реалізації проекту. Кількісні показники ефективності відповідно для кожного із них є різними, що дає змогу приймати ефективні управлінські рішення.

2. Узгодження робіт у проекті збирання льону-довгунця із сезонною площею за вартісними критерієм дало змогу графоаналітичним методом встановити оптимальне значення сезонної площі для заданого технічного оснащення, яке знаходиться в межах $S^{opt} = 75 - 79$ га, мінімальні сумарні витрати при цьому складають – 1964 грн/га.

3. Опрацювання результатів комп'ютерних експериментів із статистичною імітаційною моделлю проекту збирання льону-довгунця методом кореляційно-регресійного аналізу дало змогу встановити, що математичне сподівання при оптимальному сезонному навантаженні за заданого технічного оснащення для роздільного способу збирання в агрометеорологічних умовах Малого полісся

Львівщини знаходиться в межах $M[S_{\phi}^p] = 33,95 - 34,04$ га., а для комбайнового у жовтій та повній фазах стиглості відповідно $M[S_{\phi}^k] = 13,89 - 14,29$ га та $M[S_{\phi n}^k] = 11,23 - 12,09$ га. Повні втрати при цьому знаходяться в межах $M[S_{II}] = 15,93 - 18,58$ га.

Список літератури

1. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Вентцель Е.С. – М. : Наука, 1976. – 576 с.
2. Интенсификация машинных технологий производства и переработки льнопродукции : работы конф., 15–16 июля 2004 г., Тверь. Ч. 1 / отв. ред. М.М.Ковалев. – Тверь. : Российская АСН, Государ. науч. учережд. ВНИПТИМЛ, 2004. – 200 с.
3. К вопросу о раздельной технологии уборки льна : [Электронный ресурс] / Д.М. Труш // Русский лен – 2005. – Режим доступа к журн.: <http://www.rustrana.ru/>.
4. Корсак С.Й. Передумови енерго- і ресурсозбереження на збиранні льону-довгунцю / С.Й. Корсак, А.О. Ковальчук // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2001. – №85. – С. 135–138.
5. Макаєв В.І. Роздільна ресурсозберігаюча технологія збирання льону-довгунцю / В.І. Макаєв // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2003. – №87. – С. 149–153.
6. Механізовані польові роботи/Методика розрахунку і норми виробітку та витрати пального на збирання сільськогосподарських культур і стаціонарні роботи. Під редак. В.В. Вітвіцького – книга 4.–К. : „Комплекс Віта” 1996.–669с.
7. Поздняков Б.А. Организационно-экономические аспекты технологизации льняного комплекса / Б.А. Поздняков, М.М.Ковалев. – Тверь : ГУПТО Тверская областная типография, 2006. – 208 с.
8. Сидорчук Л.Л. Ідентифікація конфігурації парку комбайнів у проектах систем централізованого збирання ранніх зернових культур : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.22 / Сидорчук Леонід Леонідович. – Львів, 2008. – 180 с.
9. Сидорчук О.В. Інженерний менеджмент: системотехніка виробництва : навчальний посібник / О.В. Сидорчук, С.Р. Сенчук. –Львів : Львів. ДАУ, 2006.– 127 с.
10. Типові норми продуктивності і витрат палива на збиранні сільськогосподарських культур / В.В.Вітвіцький, І.М.Демчак, В.С.Пивовар та ін. – К. : НДІ „Украгропромпродуктивність”, 2005. – 544с.
11. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.22 / Ціп Євген Іванович. – Львів, 2002. – 182 с.
12. ГОСТ 23728-88- ГОСТ 23730-88 Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М. : Изд-во стандартов, 1988 – 26 с.
13. Марченко В. Методика визначення показників економічної ефективності використання комплексів машин та машинно-тракторного парку//Зб. наук.пр. НАУ. Механізац. с.г. ви-ва. – Т.ХІV. – 2003. – С.189-194.

О. Сидорчук, А. Шарибура

Результаты моделирования проекта сбора льна-долгунца

Обоснованы этапы и методика построения статистической имитационной модели проекта сбора льна-долгунца. Приведены результаты экспериментирования с моделью. Оптимизирована сезонная площадь сбора для заданных параметров технической оснастки проекта.

О. Sidorchuk, A. Sharibura

Results design of project collection of flax-long-stalk flax

Grounded the stages and method of construction statistical simulation model project of collection flax-long-stalk flax. The results of experimentation are resulted with a model. The seasonal area of collection is optimized for preset the parameter of the technical rigging project.

Одержано 24.11.09

УДК 621.793.620.172

Л.А. Лопата, канд. техн. наук, доц.

Национальный авиационный университет, Киев

Ю.В. Волков ст. преподаватель

Одесская национальная морская академия

А.В. Татаров, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

М.А. Писковая, инженер

Кировоградский государственный педагогический университет В. Винниченко

Математическое моделирование распространения тепла при электроконтактном припекании

В предлагаемой статье показано, что характер протекания диффузионных процессов при припекании зависит от уровня температуры, ее распределения по слою и детали, скорости нагрева и охлаждения и обуславливает уровень остаточных напряжений в покрытии и в детали, оказывает влияние на формирование эксплуатационных свойств наносимых покрытий. В связи с этим получение качественного покрытия возможно только при поддержании необходимого соотношения между температурой процесса (силой тока, продолжительностью импульсов и пауз) и величиной прикладываемого давления. С этой целью было выполнено математическое моделирование распространения тепла при электроконтактном припекании.

электроконтактное припекание, температурные поля, математическое моделирование, численное решение

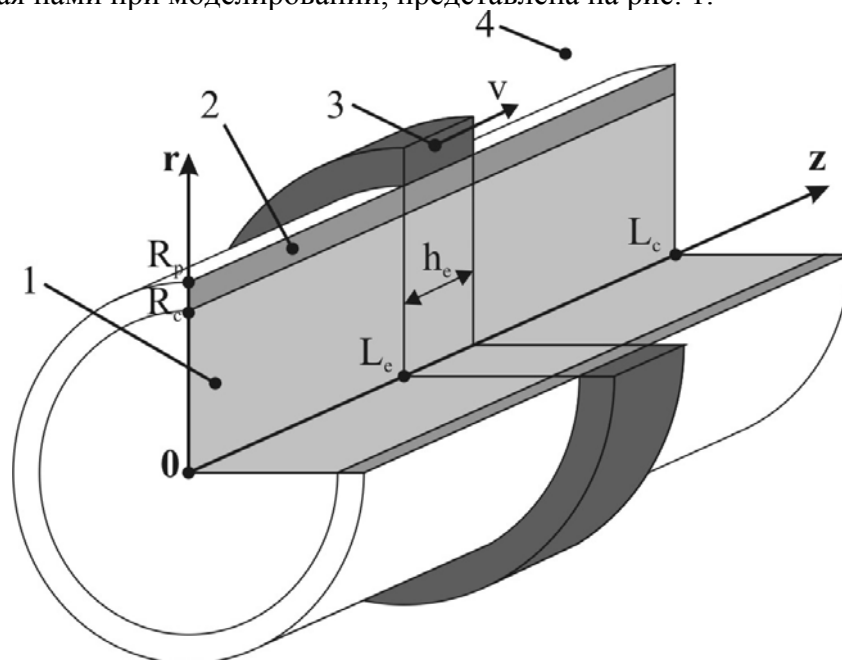
Введение. Важную роль при выборе рациональных технологических параметров процесса электроконтактного припекания покрытий играет возможность прогнозирования температурных полей в обрабатываемой детали и формируемом покрытии в зависимости от параметров режима и конструктивных особенностей детали и оборудования. Определение температурных полей и термических циклов в обрабатываемом изделии важно прежде всего тем, что позволяет оценить возникающие температурные напряжения, в том числе и на поверхности контакта между деталью и наносимым слоем, что является необходимым для оценки явлений, происходящих на границе основы с наносимым покрытием. В настоящее время, ввиду сложности и дороговизны экспериментального определения оптимальных параметров процесса напыления, наиболее эффективным методом прогнозирования пространственно-временного распределения температур в рассматриваемой системе, а также оптимизации процесса, является метод математического моделирования.

Состояние проблемы. Теоретическому исследованию температурных полей при электроконтактном упрочнении посвящен ряд работ [1]. В данных работах были получены некоторые аналитические решения поставленной задачи, однако это было выполнено при ряде существенных упрощений. К таковым, прежде всего, следует отнести постоянство теплофизических характеристик материалов детали и наносимого слоя при изменении температуры, использование модели полубесконечного тела, упрощенные представления о теплообмене с окружающей средой и условиях поступления тепла в деталь от электрода и т.д. Для оптимизации технологических режимов необходимо изучить влияние максимального числа параметров и факторов

процесса на температурное состояние детали и покрытия, что возможно путем построения наиболее полной математической модели, учитывающей всевозможные аспекты технологии электроконтактного упрочнения.

Цель работы. Целью данной работы является разработка математической модели, описывающей распространение тепла в условиях электроконтактного припекания, создания соответствующего программного обеспечения, а также детальное компьютерное моделирование тепловых процессов в изделии и покрытии при электроконтактном методе упрочнения.

Результаты компьютерного моделирования. В качестве базовой формы упрочняемых деталей нами была выбрана цилиндрическая, как наиболее часто используемая на практике [1]. Расчетная схема цилиндрической детали с покрытием, использованная нами при моделировании, представлена на рис. 1.



1 - деталь, 2 - порошок слой, 3 - электрод, 4 - окружающая газовая среда

Рисунок 1 - Расчетная схема цилиндрической детали с покрытием

Моделирование проводилось при следующих условиях. На боковую поверхность сплошного металлического цилиндра радиусом R_c и длиной L_c равномерным слоем нанесено порошковое покрытие толщиной $R_p - R_c$ так, что последнее образует полый цилиндр с внешним радиусом R_p , внутренней поверхностью вплотную примыкающий к основной детали. Распределение начальной пористости покрытия по длине детали $\Pi_0(z)$ полагается известным (в простейшем случае $\Pi_0(z) = const$). Поверхности контакта между деталью и наносимым покрытием ($r = R_c$) соответствует граничное условие IV рода, то есть равенства температур на контактирующих поверхностях и тепловых потоков через эти поверхности. По внешней цилиндрической поверхности слоя покрытия ($r = R_p$) движется со скоростью v кольцевой источник тепла (электрод) ширины h_e . Данный кольцевой источник тепла работает в импульсном режиме, соответственно со временем импульса t_u и временем паузы t_n , которые циклично чередуются. От электрода на слой

покрытия прикладывается давление p_e , в результате действия которого производится уплотнение слоя покрытия, т.е. уменьшение его пористости, что оказывает влияние на удельную электропроводность покрытия и другие теплофизические параметры. Во время импульса, под электродом, в области контакта электрод-слой покрытия, выделяется тепло с интенсивностью W_e , определяемой возникающим при этом контактным сопротивлением и протекающим через контакт током I . Благодаря протекающему через деталь с покрытием току от кольцевого электрода, в рассматриваемой системе действуют внутренние источники тепла с интенсивностью W_{int} , расположенные в дисковидной области, перемещающейся синхронно с внешним кольцевым источником тепла в осевом направлении. На внешней боковой поверхности цилиндрического слоя покрытия (при $r = R_p$), на участках, не занимаемых электродом, ставятся условия свободного теплообмена с окружающей средой (атмосферный воздух), имеющей температуру T_0 . Такие же условия свободного теплообмена ставятся и на боковых поверхностях образуемого деталью и покрытием двухслойного цилиндра (рис. 1), т.е. при $z = 0$ и $z = L_c$. Ставится задача определить пространственно-временное распределение температуры в детали и порошковом слое, в зависимости от технологических режимов припекания, геометрических и теплофизических параметров детали и покрытия.

Для математического описания задачи определения температурного поля в системе деталь-покрытие при электроконтактном припекании приняты следующие допущения:

- рассматриваемая система деталь-покрытие обладает цилиндрической симметрией;

- поступающее в деталь с покрытием тепло в области контакта электрод-покрытие обусловлено величиной контактного сопротивления и протекающим через контакт током;

- влиянием нагрева электрода, выделением тепла от механической осадки покрытия в результате приложенного давления, а также действия других внешних поверхностных и объемных тепловых источников пренебрегается;

- действующие в детали и порошковом покрытии внутренние источники тепла распределены в дисковидной области, перемещающейся синхронно с кольцевым внешним источником тепла в осевом направлении;

- свободные поверхности цилиндрической детали с покрытием находятся в условиях свободного конвективного теплообмена с покоящейся окружающей газовой средой (атмосферный воздух).

Поставленная задача, с учетом изложенных допущений, будет описываться нестационарным двумерным уравнением теплопроводности, записанным в цилиндрических координатах:

$$\gamma_i C_i \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_i \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_i \frac{\partial T}{\partial z} \right) + W_{int}, \quad (i=1,2) \quad (1)$$

где $T(r, z, t)$ - пространственно-временное распределение температуры в рассматриваемой системе;

$\gamma_i(T)$, $C_i(T)$, $\lambda_i(T)$ - плотность, теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала детали и покрытия;

$W_{int} = W_{int}(r, z, t)$ - объемная интенсивность ввода тепла от внутреннего источника.

Индексы $i = 1$ принадлежат материалу детали, а $i = 2$ материалу покрытия.

В рамках используемых приближений распределение внутренних источников тепла будет зависеть от местонахождения и импульсной работы внешнего кольцевого электрода. В таком случае объемная интенсивность внутренних источников тепла, действующих в элементе объема dV , будет определяться следующим образом:

$$W_{\text{int}}(r, z, t) = \frac{I^2 R_{\text{int}(i)}}{dV} \cdot \delta(z) \cdot \eta(t), \quad (2)$$

где $R_{\text{int}(i)}$ - внутреннее электрическое сопротивление объема dV ;

$\delta(z)$, $\eta(t)$ - функции, учитывающие пространственное перемещение внешнего и связанных с ним внутренних источников тепла, а также и их импульсный характер работы, и определяемые следующим образом:

$$\delta(z) = \begin{cases} 1, & \text{если } v \cdot t \leq z \leq v \cdot t + h_e \\ 0, & \text{если } v \cdot t > z, z > v \cdot t + h_e \end{cases}; \quad (3)$$

$$\eta(t) = \begin{cases} 1, & \text{если } t - (t_u + t_n) \cdot k \leq t_u \\ 0, & \text{если } t - (t_u + t_n) \cdot k > t_u \end{cases}. \quad (4)$$

Здесь k – номер импульса.

Учитывая, что решение поставленной задачи отыскивается исходя из условий цилиндрической симметрии, элементарный участок тепловыделения будет определяться цилиндрической трубкой объемом $dV = 2\pi r \cdot dr \cdot dz$. Полагая, что внутренние источники тепла распределены в элементарном участке тепловыделения равномерно, для определения внутреннего электрического сопротивления объема dV сопоставим такой цилиндрической трубке параллелепипед с приведенной длиной $l_{np} = \sqrt{2\pi r \cdot dr}$ и приведенной площадью поперечного сечения $S_{np} = \sqrt{2\pi r \cdot dr} \cdot dz$. Тогда, внутреннее электрическое сопротивление элементарного участка тепловыделения может быть определено, как

$$R_{\text{int}(i)} = \rho_i \frac{l_{np}}{S_{np}} = \frac{\rho_i}{dz}, \quad (5)$$

где ρ_i – удельное электрическое сопротивление материала детали и порошкового слоя покрытия.

Тогда, как удельное электрическое сопротивление материала детали будет зависеть, прежде всего, от температуры, т.е. $\rho_1 = \rho_1(T)$, удельное электрическое сопротивление порошкового слоя ρ_2 будет находиться в зависимости также и от пористости слоя покрытия, т.е. $\rho_2 = \rho_2(T, \Pi)$. Вид такой зависимости выбирается на основе положений теории обобщенной проводимости для двухкомпонентных систем с учетом значения пористости в зоне тепловыделения. В зависимости от значения пористости, зависимость $\rho_2(\Pi)$ будет аппроксимироваться следующими выражениями:

$$\rho_2(\Pi) = \begin{cases} \rho_2^0 \frac{1+0,5\Pi}{1-\Pi}, & 0\% < \Pi < 5\% , \\ \rho_2^0 \frac{1+\Pi}{1-\Pi}, & 5\% \leq \Pi < 15\% , \end{cases} \quad (6)$$

где $\rho_2^0 = \rho_2^0(T)$ - удельная электрическая проводимость материала покрытия.

В свою очередь, пористость покрытия, в результате действия приложенного от электрода давления p_e , со временем уменьшается согласно

$$\Pi(t_p) = \Pi_0 \exp(-Z \cdot t_p), \quad (7)$$

где t_p - время действия приложенного давления;

$Z = \frac{4 p_e}{3 \sigma_T}$ - критериальное число, характеризующее контактную площадь

электрод-слой покрытия [1], а также степень деформации пористого слоя покрытия, σ_T - предел текучести материала покрытия.

Для решения нестационарного уравнения теплопроводности (1), совместно с замыкающими его соотношениями (2)-(7), необходимо задать начальные и граничные условия, соответствующие особенностям процесса электроконтактного припекания.

Будем полагать, что в начальный момент времени температура в детали и нанесенном на нее порошковом слое распределена равномерно и равна температуре окружающей среды T_0 . Т.е. для начального распределения температуры будет выполняться условие

$$T(r, z, 0) = T_0. \quad (8)$$

Граничные условия на оси выбираются из соображений, что система обладает цилиндрической симметрией, т.е. при $r = 0$ и $0 \leq z < L_c$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0. \quad (9)$$

Ввиду нелинейности коэффициентов уравнения (1), нестационарности и сложности постановки граничных условий, возможности аналитического решения такой задачи ограничены. Ввиду этих причин поставленная задача решалась численно, методом конечных разностей [3, 4].

При применении метода конечных разностей осуществляется переход от непрерывной области изменения аргументов r, z, t к конечно-разностной пространственно-временной сетке с множеством точек-узлов r_j, z_n и t_k . Нами при расчетах использовалась равномерная прямоугольная пространственная расчетная сетка с шагом по радиальной и аксиальной координатам $\Delta r = r_{j+1} - r_j$, где $j = 1 \dots NR$ и $\Delta z = z_{n+1} - z_n$, где $n = 1 \dots NZ$, соответственно. Шаг сетки изменялся в соответствии с требуемой точностью. Шаг по времени Δt выбирался из условий сохранения устойчивости разностной схемы уравнения (1), в соответствии с рекомендациями [3, 4].

Для конечно-разностной аппроксимации уравнения (1) использовалась пространственная пятиточечная разностная схема с двухслойной неявной схемой по времени. Полученное разностное уравнение решалось методом прогонки, комбинированном с методом переменных направлений [3]. Устойчивость используемой

разностной схемы исследовалась путем изменения шагов сетки, которые выбирались такими, чтобы дальнейшее их уменьшение не сказывалось на виде получаемого численного решения в пределах задаваемой точности вычислений. Вывод конечно-разностного аналога уравнения (1) и вычислительный алгоритм представлены в приложении.

На основе разработанной математической модели и созданного на ее основе программного обеспечения был проведен численный анализ особенностей нагрева детали и нанесенного на нее слоя покрытия при электроконтактном припекании.

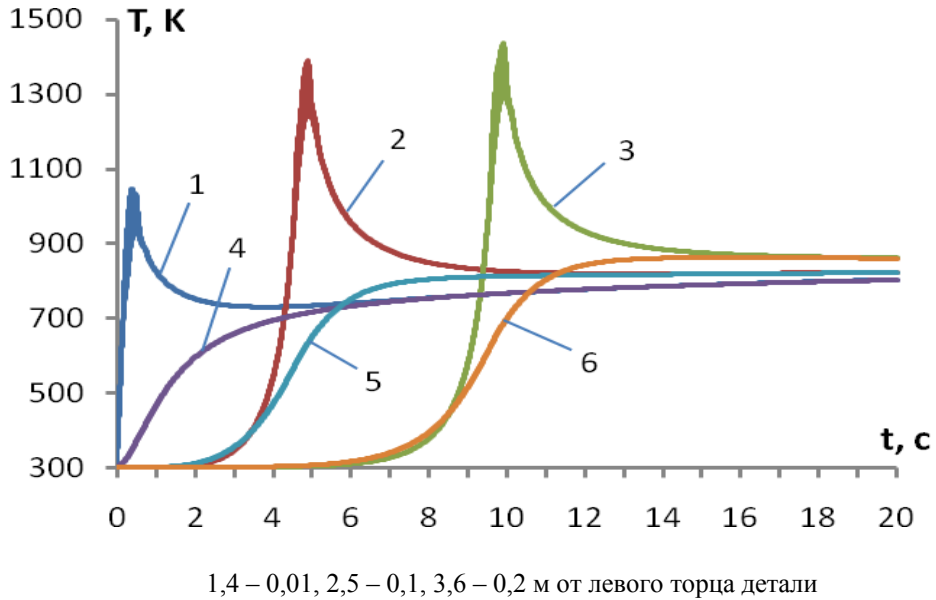


Рисунок 2 - Изменения со временем температуры в различных точках на поверхности припекаемого слоя (1-3) и внутри (0,005 м от оси) цилиндрической детали (4-6)

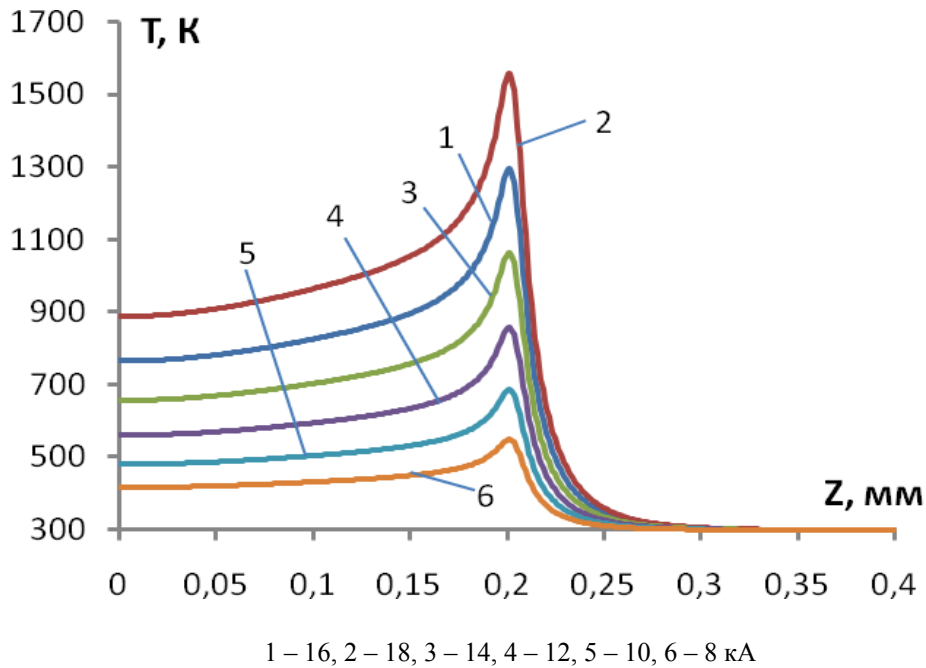


Рисунок 3 - Влияние тока припекания на распределение температуры вдоль внешней поверхности детали с покрытием (в момент, когда электрод прошел половину длины детали)

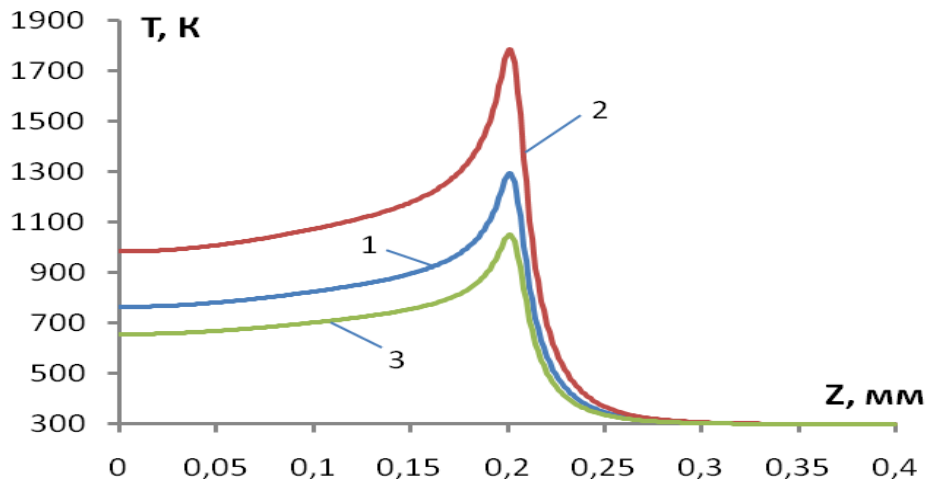


Рисунок 4 - Влияние приложенного давления на распределение температуры вдоль внешней поверхности детали с покрытием (в момент, когда электрод прошел половину длины детали)

Вывод. Разработана математическая модель температурного поля электроконтактного припекания в зависимости от технологических параметров процесса. Это создало условия для достижения максимальной скорости диффузионных процессов в контактной зоне „основа – покрытие” без ее оплавления, а так же узнать условия минимального уровня энергопотерь.

Список литературы

1. Кочергин К.А. Контактная сварка. – Л.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
2. Мак-Адамс В.Х. Теплопередача. – М.: Металлургиздат, 1961. – 690 с.
3. Самарский А.А.. Вычислительная теплопередача / А.А. Самарский, П.Н. Вабищевич– М.: Едиториал УРСС, 2003. – 784 с.
4. Самарский А.А. Введение в теорию разностных схем. – М.: Наука, 1971. – 552 с.

Л. Лопата, Ю. Волков, А.Татаров, М. Писковая

Математичне моделювання розповсюдження тепла при електроконтактному припеканні

В пропонуемій статті показано, що характер протікання дифузійних процесів при припеканні залежить від рівня температури, її розподілу по шару і деталі, швидкості нагрівання і охолодження і зумовлює рівень залишкової напруги в покритті і в деталі, робить вплив на формування експлуатаційних властивостей покриттів, що наносяться. У зв'язку з цим отримання якісного покриття можливе тільки при підтримці необхідного співвідношення між температурою процесу (силою струму, тривалістю імпульсів і пауз) і величиною тиску, що додається. З цією метою було виконано математичне моделювання розповсюдження тепла при електроконтактному припеканні.

L. Lopata, Yu. Volkov, A.Tatarov, M. Piskovaya

The mathematical design of distribution of heat was executed at electro-contact cauterization

It is rotined in the proponuemiy article, that character of flowing of diffusive processes at cauterization depends on the level of temperature, its distributing on a layer and detail, speeds of heating and cooling and predetermines the level of remaining tension in coverage and in a detail, has influence on forming of operating properties of coverages which are inflicted. In this connection the receipt of high-quality coverage is possible only at support of necessary betweenness by the temperature of process (by force to the current, by duration of impulses and pauses) and size of pressure which is added. To that end the mathematical design of distribution of heat was executed at electro-contact cauterization.

Одержано 29.10.09

УДК. 631.335

О.І. Ракул, ас., В.Є. Пилип, ас., В.А. Грубань, ас.
Миколаївський державний аграрний університет

Визначення фізико-механічних властивостей стебла кукурудзи

Проведені експериментальні дослідження фізико-механічних властивостей стебел нових перспективних сортів кукурудзи. Для рослин різної вологості визначені критичні величини згинання рослин та максимальне відхилення від прямолінійності рядка.

кукурудза, стебло, зусилля зламу, стріла прогинання, кут зламу

Постановка проблеми. Якість роботи кукурудзозбиральних машин, її продуктивності та ефективності використання в значній мірі залежить від фізико-механічних і розмірних характеристик рослин, а так же їх складових. В зв'язку з цим оцінка впровадження нових сортів і гібридів кукурудзи повинна проводитись не тільки за показниками врожайності та інших біологічних факторів, але і за ступінню придатності до механізованого збирання. Ефективність кукурудзозбиральної техніки може бути досягнута тільки в результаті спільних зусиль конструкторів машин і селекціонерів.

На сьогоднішній день з'явилася велика кількість нових сортів та гібридів кукурудзи, властивості яких потребують подальшого досконального вивчення, особливо тих, що стосуються питань збирання. Придатність кукурудзи до механізованого збирання в першу чергу визначається фізико-механічними та біологічними властивостями рослини [2].

За рахунок недосконалості конструкції кукурудзозбиральних машин, при збиранні кукурудзи на зерно, на полі залишається велика кількість незібраних качанів, що призводить до недобору врожаю. Втрати виникають за рахунок того, що відхилені від осі рядка рослини не потрапляють між західними мисами кукурудзозбиральних машин і пригинаються ними до ґрунту. В зв'язку з цим виникає необхідність вивчення критичної величини згинання рослин та максимального відхилення від прямолінійності рядка.

Аналіз останніх досліджень. Великі об'єми робіт по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Дослідженням фізико-механічних характеристик та розмірно-масових параметрів складових рослин кукурудзи присвячений ряд робіт видатних вчених, а саме П.П. Карпуши, Л.І. Анісімової, К.В. Шатилова, М.В. Туделя та інших. Але в їх роботах основна увага приділена вивченню розмірно-масових характеристик рослини [1].

Питанням визначення критичної величини згинання рослин та максимального відхилення від прямолінійності рядка практично не приділялася увага.

Мета статі. Дана стаття присвячена вивченню фізико-механічних властивостей кукурудзи, зокрема визначенню критичної величини згинання рослин та максимального відхилення від прямолінійності рядка.

Викладення основного матеріалу. Відхилення рослин від прямолінійності в рядках повинно бути мінімальним. Згідно вимог до посівів кукурудзи стосовно механізованого збирання [3], стебла повинні розташовуватися з відхиленням від середньої лінії рядка не більше 20 мм. Так відхилення від осі рядка більш ніж на 10 см різко збільшує втрати врожаю при механізованому збиранні.

Відхилення стебел від осі рядка визначалася за допомогою рейки та рулетки з ціною ділення 0,1 мм. Досліджуваний параметр варіюється в досить широких межах. В окремих випадках цей показник склав 100 мм.

Дослідження критичної величини згинання стебла кукурудзи проводилось методом згину зразка на двох опорах з використанням статичного навантаження. Для зняття показників використовувався динамограф-роботомір ДР-100. Довжина дослідних зразків вибиралась близько 200 мм. Відстань між центрами опор 100 мм. Радіус закруглення кінцевика – згинаючого робочого органу – $3,0 \pm 0,5$ мм. Радіус округлих сталевих стрижнів, з яких робились опори, O та O_1 (рис. 1) вибрані в межах 6...8 мм.

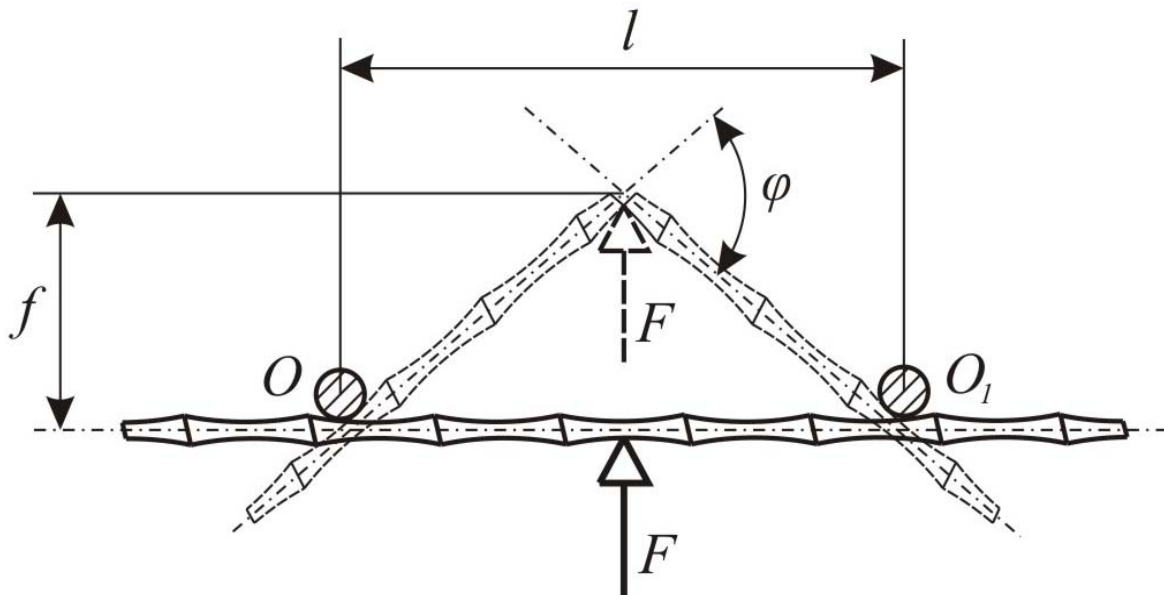


Рисунок 1 – Схема випробування стебла на злам

При вимірюваннях зразки розміщувались на опорах в горизонтальній площині. Ніякими спеціальними затисками зразки не закріплювались, тому при вигині кінці зразків вільно ковзають по поверхні опор. Застосовувалась звичайна для роботоміру швидкість навантаження – 20...30 обертів рукоятки за хвилину, рівномірну на протязі всього дослідю.

Використовуючи отримані значення стріли прогинання, обчислювався кут вигину стебла під час зламу φ , виходячи з виразу

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{2f}{l}, \quad (1)$$

де φ – кут вигину зразка у момент зламу, град;

f – стріла прогинання, мм;

l – відстань між центрами опор (100 мм).

Узагальнені показники досліджень при різній вологості приведені в табл. 1 та табл. 2.

Таблиця 1 – Зусилля зламу та згину стебла кукурудзи при вологості 60%

Частина стебла	Діаметр стебла (середній), мм	Зусилля зламу-згину (середнє), кН	Стріла прогинання при зламі (середина), см	Кут зламу, град
Комель	25	0,486	2,43	25,9
Середина	20	0,271	2,35	25,1
Вершина	15	0,191	2,72	28,5

Таблиця 2 – Зусилля зламу та згину стебла кукурудзи при вологості 13%

Частина стебла	Діаметр стебла (середній), мм	Зусилля зламу-згину (середнє), кН	Стріла прогинання при зламі (середина), см	Кут зламу, град
Комель	25	0,331	1,75	19,3
Середина	20	0,247	2,24	24,1
Вершина	15	0,188	2,81	29,3

Як видно з приведених даних, опір згину залежить від діаметру стебла кукурудзи та його стиглості. Зелені стебла мають більший опір згину в порівнянні зі стиглими.

Сухі та товсті стебла, як правило, дають чистий злам, а вологі та тонкі – пружно згинаються, а потім сплющуються в місці прикладання згинаючого зусилля.

Залежність зусилля згину-зламу стебла від його діаметру представлена на рис. 2.

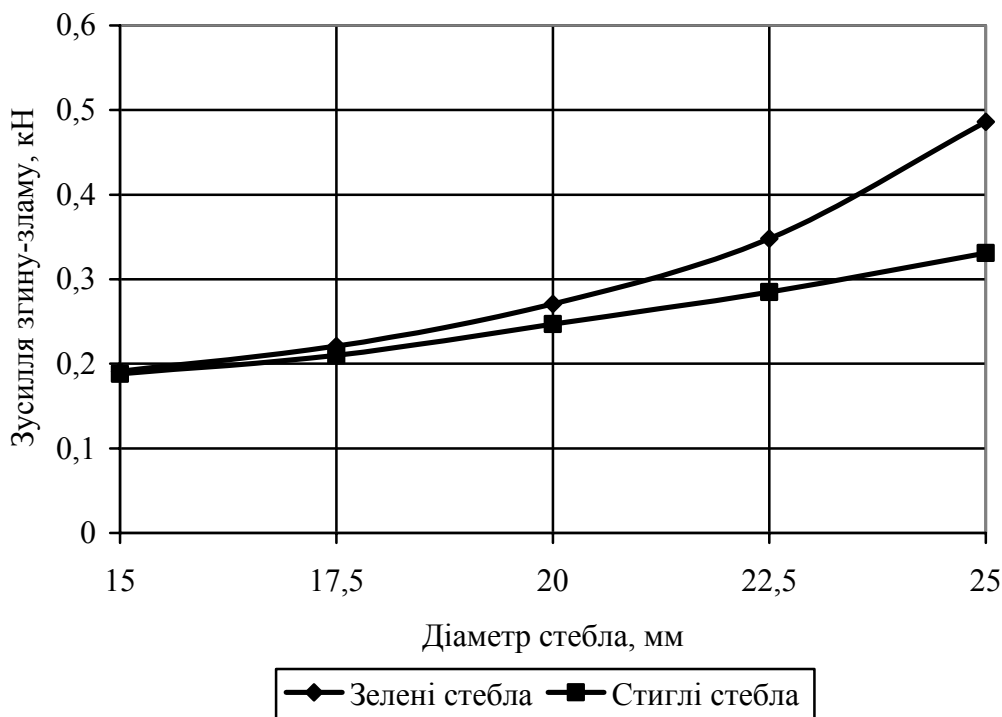
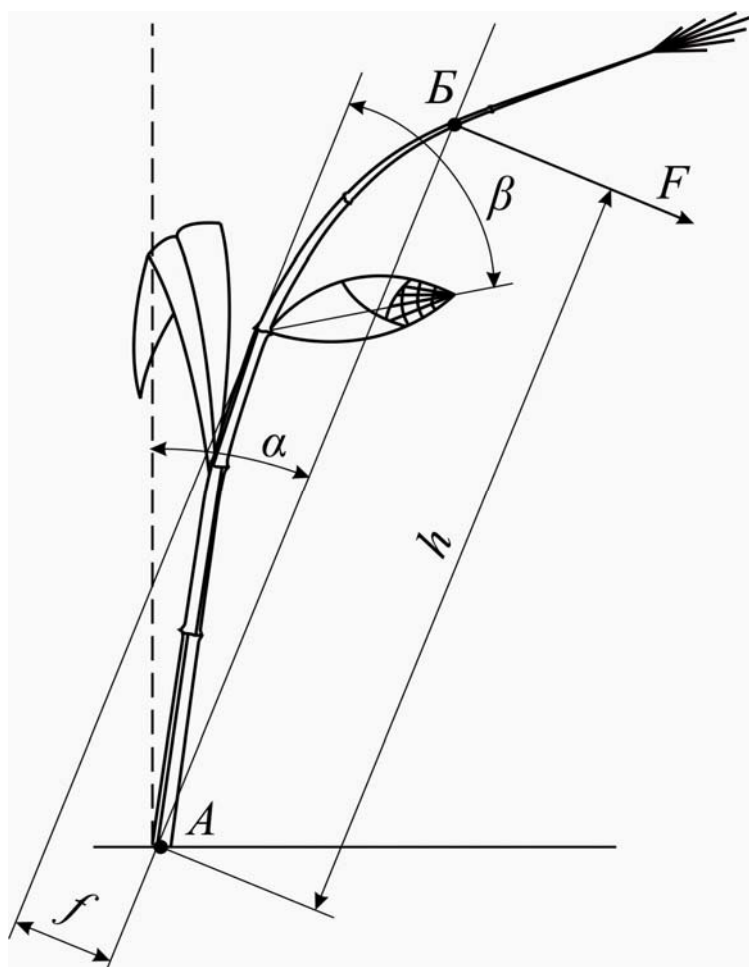


Рисунок 2 – Залежність зусилля згину-зламу стебла від його діаметру

При дослідженні згину стебел, природно закріплених в ґрунті (рис. 3), отримані результати, які представлені в табл. 3 та табл 4.



A – точка вірогідного зламу стебла кукурудзи; *B* – точка прикладання згинаючої сили; *F* – згинаюча сила; *h* – відстань прикладання сили; α – критичний кут прогинання стебла; *f* – стріла прогинання; β – кут пониклості качана

Рисунок 3 – Схема визначення опору зламу при консольному згині стебла

Таблиця 3 – Зусилля консольного згину стебла кукурудзи при вологості 60%

Діаметр стебла в нижній частині, мм	Зусилля згину в момент зламу, кН	Кут зламу, град	Стріла прогинання при зламі (середина), см
21...25	0,0127	10,3	5,0
26...30	0,0213	18,1	9,0
31...35	0,0280	22,7	9,7
36...40	0,0327	20,6	9,4

Таблиця 4 – Зусилля консольного згину стебла кукурудзи при вологості 13%

Діаметр стебла в нижній частині, мм	Зусилля згину в момент зламу, кН	Кут зламу, град	Стріла прогинання при зламі (середина), см
21...25	0,0141	21,8	3,4
26...30	0,0149	19,3	7,1
31...35	0,0163	17,9	5,8
36...40	0,0285	18,2	0,81

Залежність зусилля згину-зламу стебла від його діаметру представлена на рис. 4.

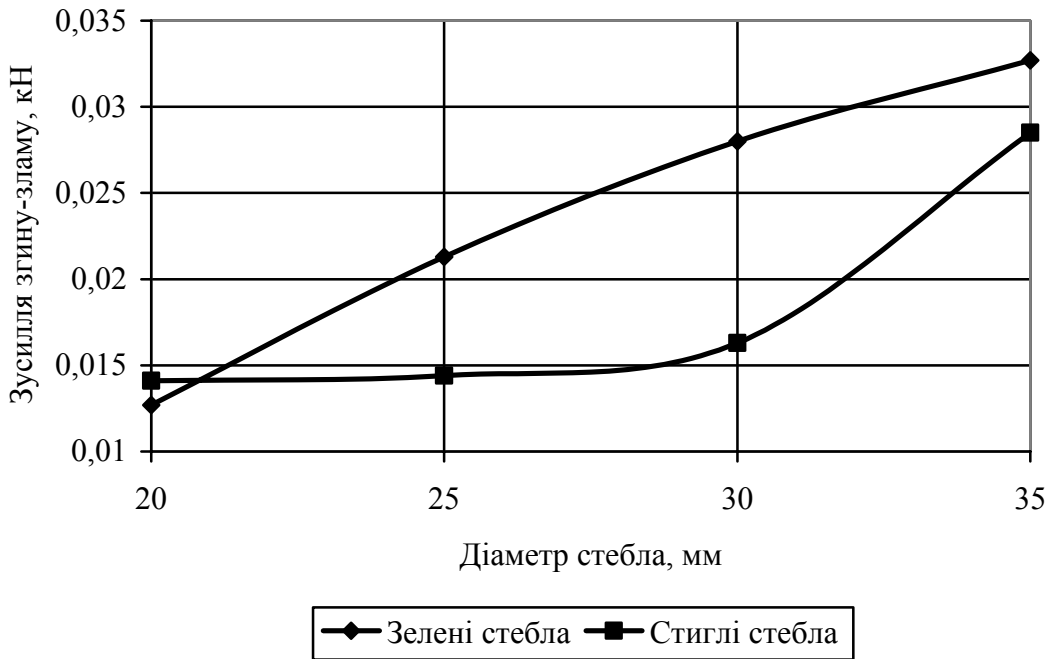


Рисунок 4 – Залежність зусилля консольного згину стебла кукурудзи від його діаметру

З результатів дослідження згину рослин на кореню з використанням його природного закріплення в ґрунті видно, що відхилення стебла від вертикальності на кут $10,3^\circ$ допустиме. Злам стебла середньої товщини може відбутись в тому випадку, якщо західні миси кукурудзозбиральних машин відхилять стебло на кут більше $19,3^\circ$.

Якщо зменшувати відстань h прикладання сили, то при деякому його значенні матиме місце не злам стебла, а його викорчовування. Залежність мінімальної відстані h прикладання сили, при якій настає корчовування від діаметру стебла представлена на рис. 5.

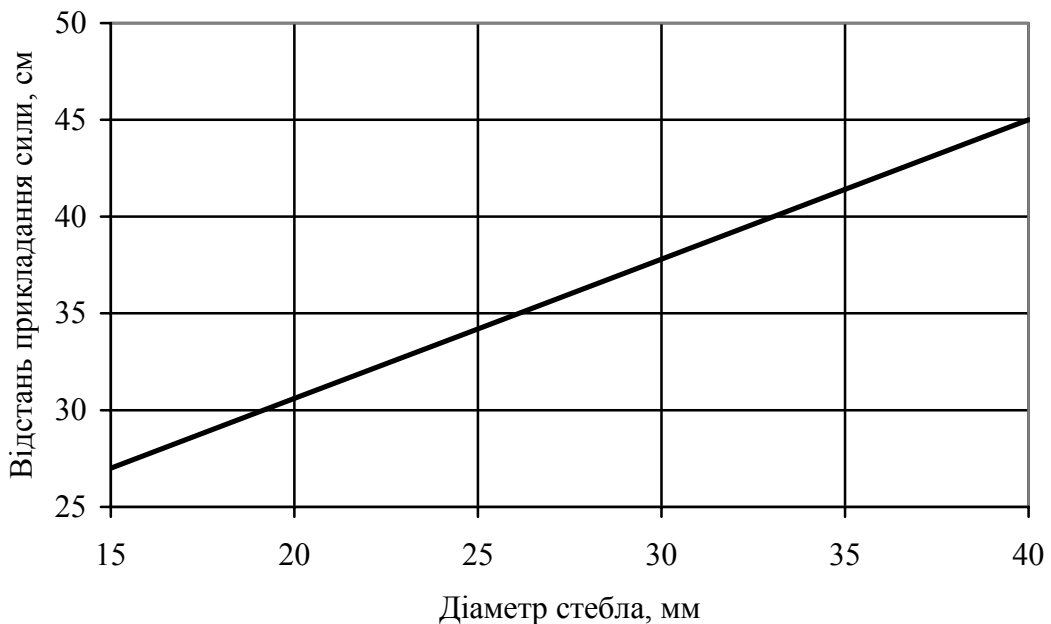


Рисунок 5 – Залежність мінімальної відстані прикладання сили, при якій настає корчовування від діаметру стебла

З рис. 5 видно, що мінімальна довжина плеча, при якій настає корчування, для стебел діаметром $15...23^\circ$ рівна $h = 27...32$ см, для стебел діаметром $24...31^\circ - h = 33...38$ см, а для стебел діаметром $39...45^\circ - h = 32...45$ см.

Висновки. Опір згину залежить від діаметру стебла кукурудзи та його стиглості. Зелені стебла мають більший опір згину в порівнянні зі стиглими. Злам стебла середньої товщини природно закріпленого на корню може відбутись, якщо стебло відхилиться на кут більше $19,3^\circ$. Мінімальна відстань прикладання сили, при якій настає корчування, для стебел діаметром $15...23^\circ$ рівна $h = 27...32$ см, $24...31^\circ - h = 33...38$ см, $39...45^\circ - h = 32...45$ см.

Список літератури

1. Бондаренко О.В. Вивчення фізико-механічних характеристик качанів кукурудзи та листостеблової маси / О.В. Бондаренко, О.І. Ракул, В.А. Грубань, В.Є. Пилип// Зб. Вип. 17.- К.: Аграрна освіта, 2009. – С. 104 – 112.
2. Воронюк Б.А. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / Б.А. Воронюк – М.: Колос, 1970. – 432 с.
3. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / Под ред. Буянова А.И. – М.: Колос, 1972. – 366 с.

А. Ракул, В. Пилип, В. Грубань

Определение физико-механических свойств стебля кукурузы

Проведены экспериментальные исследования физико-механических свойств стеблей новых перспективных сортов кукурузы. Для растений разной влажности определены критические величины изгиба растений и максимальное отклонение от прямолинейности рядка.

O. Rakul, V. Pylyp, V. Gruban

Determination of physic-mechanical properties of corn-stalk

Experimental researches of physic-mechanical properties of stems of new perspective varieties of corn are conducted. For the plants of different humidity the critical sizes of bend of plants and maximal deviation are certain from the straightforwardness of row.

Одержано 06.11.09

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 руху системи, складеної з незрівноваженого ротора з нерухомою точкою, корпусу і автобалансира

Отримані диференціальні рівняння руху системи, що складається із статично незрівноваженого ротора з нерухомою точкою, важкого в'язко-пружно закріпленого корпусу, в який встановлений ротор, і кульового чи роликового автобалансира для зрівноваження ротора. При цьому застосована методика складання спрощених диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами, заснована на припущенні про малість лінійних і кутових відхилень подовжньої осі ротора, і про малість маси дисбалансу і корегувальних вантажів в порівнянні з масою ротора.

ротор, автобалансування, дисбаланс, автобаланси́р, диференціальні рівняння руху

Вступ. В роботі [1] розроблена методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з пасивними автобалансирами (АБ), призначеними для зрівноваження роторів на ходу. Методика використовує загальні теореми динаміки і є застосовною для будь-яких систем вказаного типу. Але диференціальні рівняння руху системи, що одержуються за цією методикою, важко оглядові і майже не піддаються математичному аналізу через відсутність будь-яких спрощень при складанні цих рівнянь. Тому у роботі [2] була розроблена методика складання спрощених диференціальних рівнянь руху, які одержуються із застосуванням рівнянь Лагранжа II роду у припущенні мализни кутових і лінійних відхилень ротора та мализни маси дисбалансу і АБ відносно маси ротора. Також у цій роботі вищевказана методика була застосована для складання диференціальних рівнянь руху незрівноваженого ротора, встановленого у важкому в'язко-пружно закріпленому корпусі, який зрівноважують один чи два кульових АБ. У роботі [3] ця методика була застосована для складання і аналізу диференціальних рівнянь руху вентиляторної машини, складеної із статично незрівноваженої крильчатки, насадженої на ротор, що встановлений у важкому в'язко-пружно закріпленому корпусі, і яку статично зрівноважує кульовий чи роликовий АБ.

Метою цієї роботи є виведення за запропонованою у роботі [2] методикою диференціальних рівнянь руху системи, складеної із статично незрівноваженого ротора, що має нерухому точку і встановлений у важкому в'язко-пружному закріпленому корпусі та статично зрівноважується кульовим чи роликовим АБ.

Опис моделі. Осесиметричний ротор масою m_p встановлений у корпусі, масою m_k із можливістю повороту навколо власної подовжньої осі, яка є його головною центральною віссю інерції (рис. 1). Корпус утримують опори: шарнірна – у точці O , завдяки якій ротор має нерухому точку O на подовжній осі та в'язко-пружні.

Нерухома прямокутна система координат $Oxyz$ введена для положення статичної рівноваги системи: вісь z спрямована по подовжній осі ротора, осі x , y спрямовані паралельно головним напрямкам еквівалентних в'язко-пружних недеформованих опор так, що система координат $Oxyz$ права. Рухомою системою координат $Ouvw$ жорстко

зв'язана з корпусом, а $O\xi\eta\zeta$ – з ротором. У вихідному положенні роторної системи осі всіх трьох систем координат співпадають (рис. 1, а).

Припускається, що центр ваги ротора знаходиться на його подовжній осі, а корпус може знаходитись і поза віссю.

Відносно осей системи $Ouvw$ ротор і корпус мають такі тензори інерції

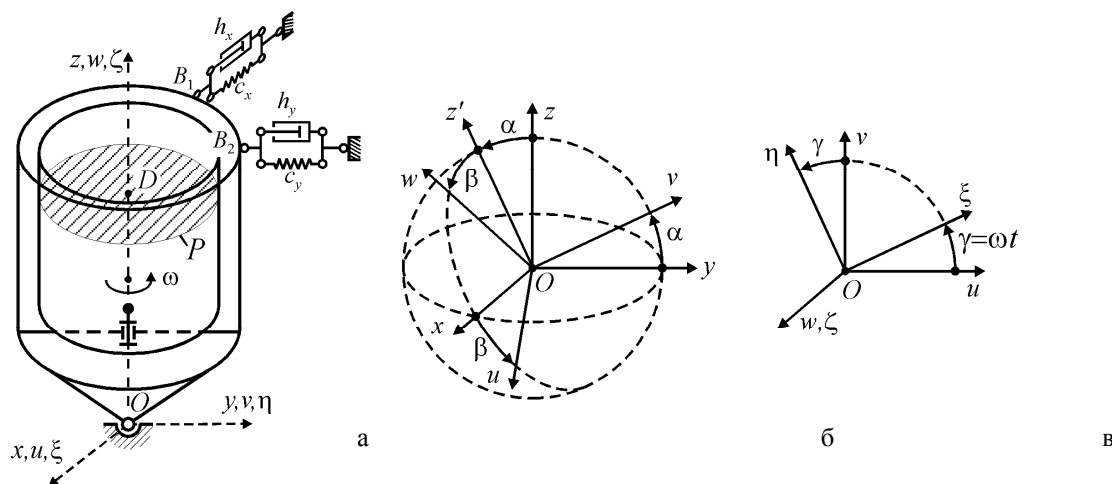
$$\mathbf{J}_p = \text{Diag}(A_p, A_p, C_p), \quad \mathbf{J}_k = \begin{pmatrix} J_u^{(k)} & -J_{uv}^{(k)} & -J_{uw}^{(k)} \\ -J_{uv}^{(k)} & J_v^{(k)} & -J_{vw}^{(k)} \\ -J_{uw}^{(k)} & -J_{vw}^{(k)} & J_w^{(k)} \end{pmatrix}. \quad (1.1)$$

В загальному випадку корпус утримують n в'язко-пружних, початково деформованих опор. Радіус-вектори їх точок прикладання $\mathbf{r}_l = (x_l, y_l, z_l)^T$, $l = \overline{1, n}$; вектори напрямку дії $\mathbf{e}_l = (u_l, v_l, w_l)^T$, $|\mathbf{e}_l| = 1$, $l = \overline{1, n}$; початкові деформації Δs_{l0} , $l = \overline{1, n}$. В'язко-пружні властивості опор характеризують коефіцієнти в'язкості h_l і жорсткості c_l , $l = \overline{1, n}$. Всі ці опори можна замінити двома еквівалентними в'язко-пружними недеформованими опорами, радіус-вектори точок прикладання яких $\mathbf{r}_{B_1} = (-x_B, 0, z_B)^T$, $\mathbf{r}_{B_2} = (0, y_B, z_B)^T$; вектори напрямку дії $\mathbf{e}_{B_1} = (1, 0, 0)^T$, $\mathbf{e}_{B_2} = (0, -1, 0)^T$, що характеризуються коефіцієнтами в'язкості h_x, h_y та жорсткості c_x, c_y (рис. 1, а).

Як це прийнято у теорії роторних систем з АБ, при складанні диференціальних рівнянь руху системи дією сил ваги на систему нехтуємо.

У площині P ($\zeta = d$) ротора на відстані r_0 від його подовжньої осі знаходиться точкова маса m_0 , яка утворює статичний дисбаланс. У цій площині ротор зрівноважує АБ, складений з n куль чи циліндричних роликів. Маса i -го КВ m_i і він котиться без ковзання по кільцевій доріжці радіуса r_i .

Будемо вважати, що КВ мають радіуси, що набагато менші за радіуси їх бігових доріжок. Також вважаємо, що КВ при знаходженні на одній доріжці не заважають рухатися один одному. Модель руху ротора і корпусу наведена на рис. 1.



а – вихідне положення системи; б – поворот ротора разом з корпусом на кути α, β ;
в – поворот ротора відносно корпусу на кут γ

Рисунок 1 – Кінематика руху ротора і корпусу

Спочатку відбуваються повороти корпусу з ротором навколо точки O на кути Резаля α, β (рис. 1, б) при цьому осі системи $Oxyz$ переходять у осі системи $Ouvw$.

Потім – відбувається поворот ротора навколо подовжньої осі $w = \zeta$ на кут $\gamma = \omega t$ (рис. 1, в), внаслідок чого осі системи $Ouvw$ переходять у осі системи $O\xi\eta\zeta$. Припускається, що ротор обертається відносно корпусу із сталою кутовою швидкістю ω .

Положення маси дисбалансу чи КВ у площині P визначатимемо абсолютними кутами $\varphi_i, /i = \overline{0, n}/$, які відраховуються між віссю u і відносними радіус-векторами \vec{r}_i маси дисбалансу чи центрів мас КВ (рис. 2, а), або відносними кутами ψ_i , які відраховуються між віссю ξ і відносними радіус-векторами \vec{r}_i (рис. 2, б). Абсолютні і відносні кути зв'язані наступним чином

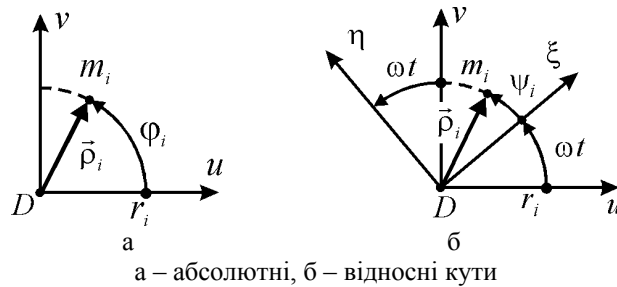


Рисунок 2 – Кінематика руху КВ, маси дисбалансу

$$\varphi_i = \omega t + \psi_i, \quad /i = \overline{0, n}/. \quad (1.2)$$

Відносному рухові КВ перешкоджають сили в'язкого опору

$$F_i^{(on)} = h_i u_i, \quad /i = \overline{1, n}/, \quad (1.3)$$

де h_i – коефіцієнт сил в'язкого опору;

u_i – модуль відносної швидкості КВ (швидкість центра мас КВ відносно ротора)

Диференціальні рівнянь руху системи складаються із застосуванням рівнянь Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}}, \quad q = (\alpha, \beta, \varphi_1, \dots, \varphi_n)^T, \quad (1.4)$$

де T – кінетична;

Π – потенціальна енергії системи;

Φ – дисипативна функція Релея;

q – вектор узагальнених координат, що визначають рух системи, з використанням методики, запропонованої в роботі [2].

Відразу складаються спрощені диференціальні рівняння руху системи у припущеннях роботи [1]:

$$|\alpha|, |\beta|, |x|, |y|, |z| \ll 1; \quad |\dot{\alpha}|, |\dot{\beta}|, |\dot{x}|, |\dot{y}|, |\dot{z}| \ll 1; \quad \sum_{i=0}^n m_i \ll m_p, m_k. \quad (1.5)$$

Кінетична енергія системи. Вона є сумою кінетичних енергій окремих тіл і точок, що складають систему:

$$T = T_p + T_k + \sum_{i=0}^n T_i, \quad (2.1)$$

де T_p – кінетична енергія ротора;

T_k – кінетична енергія масивного корпусу;

T_i – кінетична енергія i -го КВ чи маси дисбалансу.

Кінетична енергія ротора є кінетичною енергією обертального руху ротора

навколо нерухомої точки O :

$$T_p = T_p^{(o\ddot{o})} = \boldsymbol{\omega}_p^T \mathbf{J}_p \boldsymbol{\omega}_p / 2. \quad (2.2)$$

Кутова швидкість обертання ротора в проекціях на рухомі осі $Ouvw$

$$\boldsymbol{\omega}_p \approx (\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \omega + \dot{\alpha}\beta)^T. \quad (2.3)$$

Із точністю до величин другого порядку малості включно, маємо

$$T_p \approx [A_p(\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) + C_p(\omega^2 + 2\omega\dot{\alpha}\beta)]/2. \quad (2.4)$$

Кінетична енергія корпусу є кінетичною енергією обертального руху навколо нерухомої точки O :

$$T_k = T_k^{(o\ddot{o})} = \boldsymbol{\omega}_k^T \mathbf{J}_k \boldsymbol{\omega}_k / 2. \quad (2.5)$$

Кутова швидкість обертання корпусу в проекціях на осі системи $Ouv\zeta$

$$\boldsymbol{\omega}_k \approx (\dot{\alpha}, \dot{\beta}, 0)^T. \quad (2.6)$$

Тоді, враховуючи (1.2), маємо

$$T_k \approx (J_u^{(k)}\dot{\alpha}^2 - 2J_{uv}^{(k)}\dot{\alpha}\dot{\beta} + J_v^{(k)}\dot{\beta}^2)/2. \quad (2.7)$$

Кінетична енергія i -го КВ, чи дисбалансу. Для КВ визначаємо кінетичну енергію як суму кінетичних енергій поступального руху КВ разом з центром мас і обертального руху навколо центра

$$T_i = T_i^{(noc)} + T_i^{(o\ddot{o})}.$$

Кінетична енергія поступального руху КВ, чи кінетична енергія маси дисбалансу визначаються за формулами

$$T_i^{(noc)} = m_i v_i^2 / 2, \quad /i = \overline{0, n}/. \quad (2.8)$$

В проекціях на осі системи $Ouvw$ маса m_i має координати і кутову швидкість обертання навколо точки O :

$$\boldsymbol{\rho}_i = (r_i \cos \varphi_i, r_i \sin \varphi_i, d)^T, \quad \boldsymbol{\omega}_i \approx (\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\varphi}_i)^T, \quad /i = \overline{0, n}/. \quad (2.9)$$

За формулою Ейлера швидкість i -ї точки

$$\mathbf{v}_i = \boldsymbol{\omega}_i \times \boldsymbol{\rho}_i, \quad /i = \overline{0, n}/, \quad (2.10)$$

звідки із точністю до величин першого порядку малості включно

$$\mathbf{v}_i \approx (z_D \dot{\beta} - \dot{\varphi}_i r_i \sin \varphi_i, -z_D \dot{\alpha} + \dot{\varphi}_i r_i \cos \varphi_i, \dot{\alpha} r_i \sin \varphi_i - \dot{\beta} r_i \cos \varphi_i)^T.$$

Тоді з урахуванням малості переміщень ротора і маси КВ та дисбалансу, із точністю до величин другого порядку малості включно

$$T_i^{(noc)} \approx m_i r_i \dot{\varphi}_i [\dot{\varphi}_i r_i - 2d(\dot{\beta} \sin \varphi_i + \dot{\alpha} \cos \varphi_i)]/2, \quad /i = \overline{0, n}/. \quad (2.11)$$

Кінетична енергія обертального руху i -го КВ, чи дисбалансу з точністю до величин другого порядку малості включно рівна

$$T_i^{(o\ddot{o})} \approx k_i m_i r_i^2 \dot{\varphi}_i^2 / 2,$$

$$\text{де } k_i = \begin{cases} 2/5, & \text{для куль,} \\ 1/2, & \text{для циліндричних роликів,} \\ 0, & \text{для дисбалансу.} \end{cases}$$

Таким чином, кінетична енергія i -го КВ

$$T_i \approx m_i r_i \dot{\varphi}_i [(1 + k_i) \dot{\varphi}_i r_i - 2d(\dot{\beta} \sin \varphi_i + \dot{\alpha} \cos \varphi_i)]/2.$$

Сумарна кінетична енергія маси дисбалансу і КВ

$$T_{\Sigma_i} \approx \frac{1}{2} \sum_{i=0}^n (1 + k_i) m_i r_i^2 \dot{\varphi}_i^2 - d \left(\dot{\alpha} \sum_{i=0}^n m_i r_i \dot{\varphi}_i \cos \varphi_i + \dot{\beta} \sum_{i=0}^n m_i r_i \dot{\varphi}_i \sin \varphi_i \right).$$

Введемо у розглядання узагальнені координати s_u, s_v , що визначають проекції

сумарного дисбалансу точкової маси і куль на осі змінних u, v відповідно

$$s_u = \sum_{i=0}^n m_i r_i \cos \varphi_i, \quad s_v = \sum_{i=0}^n m_i r_i \sin \varphi_i, \quad (2.12)$$

тоді

$$T_{\Sigma_i} \approx \frac{1}{2} \sum_{i=0}^n (1 + k_i) m_i r_i^2 \dot{\varphi}_i^2 + d(-\dot{\alpha} \dot{s}_v + \dot{\beta} \dot{s}_u).$$

Кінетична енергія системи з точністю до величин другого порядку малості включно має вигляд

$$T \approx [A\dot{\alpha}^2 + B\dot{\beta}^2 - 2J_{uv}^{(k)}\dot{\alpha}\dot{\beta} + C_p(\omega^2 + 2\omega\dot{\alpha}\dot{\beta})]/2 + d(-\dot{\alpha}\dot{s}_v + \dot{\beta}\dot{s}_u) + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^n (1 + k_i) m_i r_i^2 \dot{\varphi}_i^2, \quad (2.13)$$

де $A = J_u^{(k)} + A_p$, $B = J_v^{(k)} + A_p$.

Потенціальна енергія системи, дисипативна функція Релея, узагальнені сили.

Потенціальна енергія, накопичена опорами.

В загальному випадку для n в'язко-пружних деформованих опор

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{l=1}^n c_l [(\Delta s_l)^2 - (\Delta s_{l0})^2], \quad (3.1)$$

де $\Delta s_l - \Delta s_{l0} = \mathbf{e}_l^T \cdot \Delta \mathbf{r}_l$ – переміщення точки прикладання l -ї опори в напрямку її дії.

Визначимо $\Delta \mathbf{r}_l$:

$$\Delta \mathbf{r}_l = (\mathbf{A}_{\alpha\beta} - \mathbf{E}) \mathbf{r}_l, \quad (3.2)$$

де $\mathbf{A}_{\alpha\beta}$ – матриця перетворення координат при переході від осей $Ouvw$ до осей $Oxyz$

$$\mathbf{A}_{\alpha\beta} = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ \sin \alpha \sin \beta & \cos \alpha & -\sin \alpha \cos \beta \\ -\cos \alpha \sin \beta & \sin \alpha & \cos \alpha \cos \beta \end{pmatrix} \approx \begin{pmatrix} 1 & 0 & \beta \\ 0 & 1 & -\alpha \\ -\beta & \alpha & 1 \end{pmatrix}. \quad (3.3)$$

Отже, маємо

$$\Delta \mathbf{r}_l = (\beta z_l, -\alpha z_l, -\beta x_l + \alpha y_l)^T. \quad (3.4)$$

Таким чином

$$\Delta s_l = \Delta s_{l0} + (u_l, v_l, w_l) \cdot (\beta z_l, -\alpha z_l, -\beta x_l + \alpha y_l)^T = \Delta s_{l0} + \alpha x_l^* - \beta y_l^*, \quad (3.5)$$

де $x_l^* = y_l w_l - z_l v_l$, $y_l^* = x_l w_l - z_l u_l$.

Введемо вектори $\mathbf{v} = (\alpha, \beta)^T$, $\mathbf{a}_l = (x_l^*, y_l^*)^T$. Тоді $\Delta s_l = \Delta s_{l0} + \mathbf{a}_l^T \cdot \mathbf{v}$ і потенціальну енергію можна записати у вигляді

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{l=1}^n c_l [2\Delta s_{l0} (\mathbf{a}_l^T \cdot \mathbf{v}) + (\mathbf{a}_l^T \cdot \mathbf{v})^2],$$

або

$$\Pi = (c_{11}\alpha^2 + 2c_{12}\alpha\beta + c_{22}\beta^2 + 2C_1\alpha + 2C_2\beta)/2, \quad (3.6)$$

$$\text{де } c_{ij} = \sum_{l=1}^n c_l a_{li} a_{lj}, \quad C_i = \sum_{l=1}^n \Delta s_{l0} c_l a_{li}, \quad i, j = \overline{1,2}. \quad (3.7)$$

Для еквівалентних опор маємо:

$$n = 2, \quad c_1 = c_x, \quad c_2 = c_y, \quad \mathbf{a}_1 = (0, z_B)^T, \quad \mathbf{a}_2 = (z_B, 0)^T, \quad \Delta s_{10} = \Delta s_{20} = 0; \quad (3.8)$$

$$\Pi = (c_x \beta^2 + c_y \alpha^2) z_B^2 / 2. \quad (3.9)$$

Дисипативна функція Релея. В загальному випадку маємо для n в'язко-пружних деформованих опор

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{l=1}^n h_l (\Delta \dot{s}_{B_l})^2, \quad (3.10)$$

де $\Delta \dot{s}_{B_l} = \mathbf{a}^T \cdot \dot{\mathbf{v}}$.

Тому

$$\Phi = (h_{11} \dot{\alpha}^2 + 2h_{12} \dot{\alpha} \dot{\beta} + h_{22} \dot{\beta}^2) / 2, \quad (3.11)$$

$$\text{де } h_{ij} = \sum_{l=1}^n h_l a_{l_i} a_{l_j}, \quad i, j = \overline{1, 2}. \quad (3.12)$$

Для еквівалентних опор, враховуючи (3.8), маємо

$$\Phi = (h_x \dot{\beta}^2 + h_y \dot{\alpha}^2) z_B^2 / 2. \quad (3.13)$$

Диференціальні рівняння руху системи

Підставивши (2.13) і (3.6), (3.11) або (3.9), (3.13) в (1.4) отримаємо відповідні диференціальні рівняння руху системи

$$A \ddot{\alpha} - J_{uv}^{(k)} \ddot{\beta} + \omega C_p \dot{\beta} - d \dot{s}_v + h_{11} \dot{\alpha} + h_{12} \dot{\beta} + c_{11} \alpha + c_{12} \beta + C_1 = 0;$$

$$B \ddot{\beta} - J_{uv}^{(k)} \ddot{\alpha} - \omega C_p \dot{\alpha} + d \dot{s}_u + h_{12} \dot{\alpha} + h_{22} \dot{\beta} + c_{12} \alpha + c_{22} \beta + C_2 = 0,$$

або

$$A \ddot{\alpha} - J_{uv}^{(k)} \ddot{\beta} + \omega C_p \dot{\beta} - d \dot{s}_v + h_y z_B^2 \dot{\alpha} + c_y z_B^2 \alpha = 0;$$

$$B \ddot{\beta} - J_{uv}^{(k)} \ddot{\alpha} - \omega C_p \dot{\alpha} + d \dot{s}_u + h_x z_B^2 \dot{\beta} + c_x z_B^2 \beta = 0, \quad (4.1)$$

$$m_i r_i [(1 + k_i) r_i \ddot{\phi}_i - z_D (\ddot{\alpha} \cos \phi_i + \ddot{\beta} \sin \phi_i)] = -h_i r_i^2 (\dot{\phi}_i - \omega), \quad / i = \overline{1, n} / . \quad (4.2)$$

Система рівнянь (4.1), (4.2) є системою $(2+n)$ звичайних диференціальних рівнянь 2-го порядку відносно узагальнених координат $\alpha, \beta, \phi_i, / i = \overline{1, n} /$.

Введемо проекції прискорення точки D на осі змінних u, v

$$\ddot{u}_D \approx d \ddot{\beta}, \quad \ddot{v}_D \approx -d \ddot{\alpha}, \quad (4.3)$$

тоді диференціальні рівняння руху куль (4.2) приймуть вигляд:

$$m_i r_i [(1 + k_i) r_i \ddot{\phi}_i - \ddot{u}_D \sin \phi_i + \ddot{v}_D \cos \phi_i] + h_i r_i^2 (\dot{\phi}_i - \omega) = 0, \quad / i = \overline{1, n} / . \quad (4.4)$$

При використанні відносних кутів $\psi_i = \phi_i - \omega t$ диференціальні рівняння руху куль (4.4) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} & m_i (1 + k_i) r_i^2 \ddot{\psi}_i + h_i r_i^2 \dot{\psi}_i = \\ & = m_i r_i [(\ddot{v}_D \sin \omega t + \ddot{u}_D \cos \omega t) \sin \psi_i + (\ddot{u}_D \sin \omega t - \ddot{v}_D \cos \omega t) \cos \psi_i], \quad / i = \overline{1, n} / . \end{aligned} \quad (4.5)$$

Введемо проекції дисбалансу на осі змінних ξ, η :

$$s_\xi = \sum_{i=1}^n m_i r_i \cos \psi_i + m_0 r_0, \quad s_\eta = \sum_{i=1}^n m_i r_i \sin \psi_i. \quad (4.6)$$

Тоді

$$s_u = s_\xi \cos \omega t - s_\eta \sin \omega t, \quad s_v = s_\xi \sin \omega t + s_\eta \cos \omega t. \quad (4.7)$$

Зробимо заміну координат, що визначають положення точки D :

$$u_D = \xi_D \cos \omega t - \eta_D \sin \omega t, \quad v_D = \xi_D \sin \omega t + \eta_D \cos \omega t, \quad (4.8)$$

тоді диференціальні рівняння руху куль (4.5) приймуть вигляд:

$$m_i (1 + k_i) r_i^2 \ddot{\psi}_i + h_i r_i^2 \dot{\psi}_i = m_i r_i (a_{D\xi} \sin \psi_i - a_{D\eta} \cos \psi_i), \quad / i = \overline{1, n} / , \quad (4.9)$$

$$\text{де } a_{D\xi} = \ddot{\xi}_D - 2\omega \dot{\eta}_D - \omega^2 \xi_D, \quad a_{D\eta} = \ddot{\eta}_D + 2\omega \dot{\xi}_D - \omega^2 \eta_D \quad - \quad (4.10)$$

– проекції прискорення точки D на осі змінних ξ, η .

Зробимо перетворення системи (4.1). Додамо обидва рівняння, помноживши їх почергово спочатку відповідно на $\cos \omega t$ і $\sin \omega t$, а потім – на $\sin \omega t$ і $-\cos \omega t$:

$$\begin{aligned} & A\ddot{\alpha} \cos \omega t + B\ddot{\beta} \sin \omega t - J_{uv}^{(k)}(\ddot{\alpha} \sin \omega t + \ddot{\beta} \cos \omega t) + z_B^2(h_y \dot{\alpha} \cos \omega t + h_x \dot{\beta} \sin \omega t) + \\ & + z_B^2(c_y \alpha \cos \omega t + c_x \beta \sin \omega t) - \omega C_p(\dot{\alpha} \sin \omega t - \dot{\beta} \cos \omega t) + d(\ddot{s}_u \sin \omega t - \ddot{s}_v \cos \omega t) = 0; \\ & A\ddot{\alpha} \sin \omega t - B\ddot{\beta} \cos \omega t - J_{uv}^{(k)}(\ddot{\alpha} \cos \omega t - \ddot{\beta} \sin \omega t) + z_B^2(h_y \dot{\alpha} \sin \omega t - h_x \dot{\beta} \cos \omega t) + \\ & + z_B^2(c_y \alpha \sin \omega t - c_x \beta \cos \omega t) + \omega C_p(\dot{\alpha} \cos \omega t + \dot{\beta} \sin \omega t) - d(\ddot{s}_u \cos \omega t + \ddot{s}_v \sin \omega t) = 0. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Надалі розглянемо випадок ізотропних в'язко-пружних опор ($c_y = c_x, h_y = h_x$) і осесиметричного корпусу ($B = A, J_{uv}^{(k)} = 0$).

Зробивши в (4.11) заміну

$$\alpha = \delta \cos \omega t - \theta \sin \omega t, \quad \beta = \delta \sin \omega t + \theta \cos \omega t, \quad (4.12)$$

отримаємо

$$\begin{aligned} & A(\ddot{\delta} - 2\omega\dot{\theta} - \omega^2\delta) + z_B^2 h_x(\dot{\delta} - \omega\theta) + z_B^2 c_x \delta + \omega C_p(\dot{\theta} + \omega\delta) - (\ddot{s}_\eta + 2\omega\dot{s}_\xi - \omega^2 s_\eta) d = 0; \\ & A(\ddot{\theta} + 2\omega\dot{\delta} - \omega^2\theta) + z_B^2 h_x(\dot{\theta} + \omega\delta) + z_B^2 c_x \theta - \omega C_p(\dot{\delta} - \omega\theta) + (\ddot{s}_\xi - 2\omega\dot{s}_\eta - \omega^2 s_\xi) d = 0. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Перейдемо в (4.9) до змінних δ, θ . З (4.10), враховуючи рівності (4.3), (4.8), (4.12) та вибір систем координат $Oxyz, Ouvw, O\xi\eta\zeta$, отримуємо

$$a_{D\xi} = (\dot{\theta} + 2\omega\dot{\delta} - \omega^2\theta)d, \quad a_{D\eta} = -(\dot{\delta} - 2\omega\dot{\theta} - \omega^2\delta)d, \quad (4.14)$$

і рівняння (4.9) приймає вигляд

$$m_i(1+k_i)r_i^2\ddot{\psi}_i + h_i r_i^2 \dot{\psi}_i = dm_i r_i [(\ddot{\theta} + 2\omega\dot{\delta} - \omega^2\theta) \sin \psi_i + (\dot{\delta} - 2\omega\dot{\theta} - \omega^2\delta) \cos \psi_i], \quad /i = \overline{1, n}/. \quad (4.15)$$

Система рівнянь (4.13), (4.15) є системою $(2+n)$ звичайних диференціальних рівнянь 2-го порядку відносно узагальнених координат $\delta, \theta, \psi_i, /i = \overline{1, n}/$.

Про дослідження стійкості основних рухів. На основних рухах ротор зрівноважений і обертається навколо власної подовжньої осі і тому узагальнені координати ротора і дисбалансу дорівнюють 0:

$$\delta = \theta = 0, \quad s_\xi = s_\eta = 0 \quad (\alpha = \beta = 0, \quad s_u = s_v = 0). \quad (5.1)$$

Стійкість основних рухів можна досліджувати за цими узагальненими координатами. Але система рівнянь (4.13) чи (4.1) – незамкнена. До неї ще треба додати мінімальну кількість рівнянь, що є комбінаціями диференціальних рівнянь руху куль.

У випадку однакових куль, що рухаються по одній доріжці, рівняння (4.15) приймають вигляд

$$m(1+k)r^2\ddot{\psi}_i + hr^2\dot{\psi}_i = mr(a_{D\xi} \sin \psi_i - a_{D\eta} \cos \psi_i), \quad /i = \overline{1, n}/. \quad (5.2)$$

Помножимо кожне рівняння в (5.2) по черзі на $\sin \psi_i$ і $\cos \psi_i$ та додамо відповідні рівняння. Після перетворень одержимо такі рівняння

$$\begin{aligned} (1+k)\ddot{s}_\xi + \frac{h}{m}\dot{s}_\xi &= m \left(-a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin^2 \psi_i + a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \cos \psi_i \sin \psi_i - (1+k)r \sum_{i=1}^n \dot{\psi}_i^2 \cos \psi_i \right); \\ (1+k)\ddot{s}_\eta + \frac{h}{m}\dot{s}_\eta &= m \left(a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin \psi_i \cos \psi_i - a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \cos^2 \psi_i - (1+k)r \sum_{i=1}^n \dot{\psi}_i^2 \sin \psi_i \right), \quad /i = \overline{1, n}/. \end{aligned}$$

В околі певного усталеного руху вони лінеаризуються і приймають вигляд

$$\begin{aligned} (1+k)\ddot{s}_\xi + \frac{h}{m}\dot{s}_\xi &= m \left(-a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin^2 \tilde{\psi}_i + a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \cos \tilde{\psi}_i \sin \tilde{\psi}_i \right); \\ (1+k)\ddot{s}_\eta + \frac{h}{m}\dot{s}_\eta &= m \left(a_{D\xi} \sum_{i=1}^n \sin \tilde{\psi}_i \cos \tilde{\psi}_i - a_{D\eta} \sum_{i=1}^n \cos^2 \tilde{\psi}_i \right), \end{aligned} \quad (5.3)$$

де $\tilde{\psi}_i, /i = \overline{1, n}/$ – сталі значення кутів, що визначають певний основний усталений рух із сім’ї основних рухів. Ці рівняння замикають систему рівнянь (4.13).

Висновки. Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки.

1. Рух механічної системи, складеної із статично неврівноваженого ротора з нерухомою точкою, важкого в'язко-пружно закріпленого корпуса, в який встановлений ротор, і n кульового чи роликового АБ для зрівноваження ротора описується системою $(n+2)$ спрощених звичайних диференціальних рівнянь 2-го порядку.

2. Ці рівняння застосовні у випадку, коли подовжня вісь ротора має невеликі відхилення і маса КВ і маси дисбалансу набагато менші за масу ротора і корпуса.

3. У випадку осесиметричного корпуса і однакових КВ стійкість основних рухів системи можна досліджувати за чотирма узагальненими координатами, що визначають кутове положення подовжньої осі ротора і його статичну незрівноваженість у двох взаємно перпендикулярних напрямках. Вигляд і кількість цих рівнянь не залежать від кількості КВ в АБ.

Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
2. 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.
3. Яцун В.В. Математична модель зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Яцун В.В. // Вісник гірничого університету.- 2009. - №10.– С. 45–51.

Г. Филimoniхин, В. Гончаров

Дифференциальные уравнения движения системы, состоящей из неуравновешенного ротора с неподвижной точкой, корпуса и автобалансира

Составлены дифференциальные уравнения движения системы, состоящей из статически неуравновешенного ротора с неподвижной точкой, тяжелого вязко-упруго закрепленного корпуса, в который установлен ротор, и шарового автобалансира для уравновешивания ротора. При этом применена методика составления упрощенных дифференциальных уравнений движения роторных систем с автобалансирами, основанная на предположении о малости линейных и угловых отклонений продольной оси ротора и о малости массы дисбаланса и корректирующих грузов по сравнению с массой ротора.

G. Filimonikhin, V. Goncharov

The differential equations of motion of the system consisting of unbalancing rotor with a fixed point, of corps and autobalancer

Are obtained the differential equations of motion of the system consisting of statically unstable rotor with a fixed point, heavy viscid-elastic resilient corps which a rotor is set in, and ball autobalancer for balancing of rotor. Were applied the method of drafting of the simplified differential equations of motion of the rotor systems with autobalancer, which based on supposition about the trifle of linear and angular rejections of longitudinal axis of rotor, and about the trifle of mass of unbalance and correcting masses on comparison with mass of rotor.

Одержано 23.11.09

УДК 531.36:62-752+62-755

І.І.Філімоніхіна, асист., Г.Б.Філімоніхін, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Комп'ютерне моделювання динаміки обертового несучого тіла з маятниковими автобалансирами

У програмному середовищі SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion змодельована динаміка ізольованої обертової системи, складеної з незрівноваженого обертового несучого тіла і одного чи двох двохмаятникових автобалансирів. Комп'ютерним моделюванням якісно перевірений прояв двох тенденцій при русі ізольованих обертових систем з автобалансирами – до зменшення кута нутації і до автобалансування. Підтверджені результати, одержані раніше аналітичними методами досліджень.
обертове тіло, кут нутації, демпфер кута нутації, автобалансири

Вступ. В роботах [1-9] вирішується актуальна задача з методики визначення усталених рухів та дослідження їх на умовну стійкість для ізольованих систем, складених з обертового несучого тіла і різних приєднаних до нього тіл, відносному руху яких перешкоджають сили в'язкого опору.

В роботах [4-8] конкретизовані дві методики, які ґрунтуються на енергетичних підходах Лагранжа і Рауса. Вони дозволяють складати рівняння усталених рухів, виділяти ці рухи і оцінювати їх стійкість без складання диференціальних рівнянь руху. Показано, що методики дають ідентичні результати і дозволяють одержувати необхідні умови умовної стійкості усталених рухів, що з точністю до меж співпадають з достатніми. У роботах [3,5,7,8] із застосуванням конкретизованої методики і евристичного методу встановлено існування двох незалежних тенденцій при роботі автобалансирів (АБ) будь-якого типу: зменшення кута нутації, викликаного неточним наданням початкового обертання тілу тільки у разі сплюснутого складеного тіла (робота АБ як демпфера кута нутації); тенденція до приходу тіл АБ до положення, в якому вони зрівноважують тіло у випадках витягнутого або сплюснутого складеного тіла (робота АБ як автобалансира).

Метою цієї роботи є якісна перевірка і вивчення прояву двох тенденцій при русі ізольованих обертових систем з АБ з використанням комп'ютерного моделювання у програмному середовищі SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion. Моделювання процесу автобалансування проводиться відповідно до методики, розробленої у роботах [10,11].

Задачі комп'ютерного моделювання. Відповідно до результатів робіт [3,5,7,8] треба змодельовати рух таких ізольованих обертових механічних систем:

- а) система з двома АБ утворює витягнуте складене тіло ($A, B > C$);
- б) система з двома АБ утворює сплюснуте складене тіло ($C > A, B$);
- в) система з одним АБ утворює витягнуте складене тіло ($A, B > C$);
- г) система з одним АБ утворює сплюснуте складене тіло ($C > A, B$), причому АБ віддалений від центра мас тіла так, що принаймні $C < A + b^2 M_{\Sigma}$, або $C < B + b^2 M_{\Sigma}$;
- д) система з одним АБ утворює сплюснуте складене тіло ($C > A, B$), причому АБ віддалений від центра мас тіла так, що $C > A + b^2 M_{\Sigma}$, $C > B + b^2 M_{\Sigma}$.

У експериментах 1,2 треба розглянути випадки: відсутності незрівноваженості; статичної незрівноваженості; моментної незрівноваженості; повної незрівноваженості.

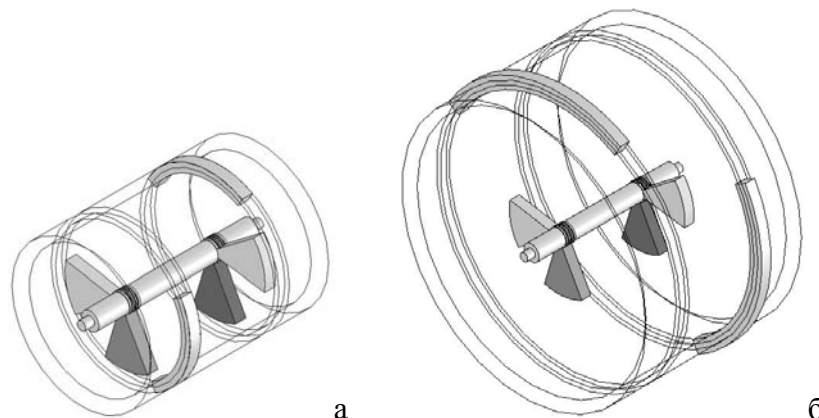
У експериментах 3-5 треба розглянути випадки: відсутності незрівноваженості; статичної незрівноваженості у площині маятників.

Під якісною перевіркою мається на увазі спостереження за рухом різних обертових систем доколи не встановиться певний усталений рух, виділення різних етапів перехідних процесів, що відповідають проявам двох тенденцій, та дослідження взаємного впливу цих тенденцій одна на одну. Конкретні параметри окремих тіл, що утворюють систему, не мають принципового значення для такої перевірки. Тому у моделюванні ці величини не вказуються.

Відповідно до одержаних результатів для асимптотичної стійкості усталених рухів необхідна наявність внутрішніх сил в'язкого опору. Величини цих сил не впливають на стійкість, а впливають на перебіг перехідних процесів. Тому нижче величини сил в'язкого опору вказуються тільки в окремих випадках, у яких це потрібно для опису перехідних процесів. Також вказується, якщо експерименти проводяться для випадку, коли тільки на одне тіло в АБ діють сили в'язкого опору. Такі експерименти потрібні для дослідження явища, у якому відносні рухи одних тіл АБ затухають за рахунок розсіювання енергії іншими тілами АБ.

У зв'язку із обчислювальними складнощами, виникаючими на межах областей, у всіх експериментах масо-інерційні і геометричні параметри системи змінюються у межах, що забезпечують виконання відповідних умов із запасом 3% і більше. Наприклад, в експериментах з витягнутим складеним тілом $A, B \geq 1,03 \cdot C$.

Динаміка несучого тіла з двома АБ. Для проведення експериментів 1, 2 була створена трьохвимірний комп'ютерна модель обертової ізольованої механічної системи, складеної з обертового несучого тіла і двох двохмаятникових АБ (рис. 1). Етапи комп'ютерного моделювання наступні (відповідно до робіт [10,11]).



а – складене тіло – витягнуте; б – сплюснуте
Рисунок 1 – Механічна система у зборі (зборка, корпус для наочності каркасний)

Створення окремих деталей (у Solid Works). Спочатку були створені окремі тіла (деталі), що у сукупності складають систему: вісь; дві пари маятників; корпус (витягнутий і сплюснутий); кільцеві сектори для створення дисбалансу.

Створення із деталей зборки (у Solid Works). Варіанти механічних систем у зборі (зборка) зображені на рис. 1. Для проведення експерименту 1 використовується витягнутий корпус (рис. 1, а), а для експерименту 2 – сплюснутий (рис. 1, б). Для перевірки буде складене тіло витягнуте, чи сплюснуте використовується інструмент «Массовые характеристики» в меню «Инструменты», призначений для розрахунку масо-інерційних характеристик як окремих тіл, так і їх зборок. Для моделювання будь-якої незрівноваженості використовуються два кільцевих сегменти. Величини незрівноваженостей регулюються завданням мас сегментів, а напрямки векторів незрівноваженостей – місцем розташування сегментів на кільцевих доріжках корпусу.

При відсутності незрівноваженостей сегменти до складу системи не входять.

Обробка зборки модулем Cosmos Motion

Накладання кінематичних в'язей. Всі тіла віднесені до рухомих (Moving Part). З використанням інструменту фіксуючого з'єднання (Fixed) вісь жорстко з'єднується із корпусом. Так само із корпусом жорстко з'єднуються сегменти, що створюють незрівноваженість. Разом – корпус, вісь і сегменти утворюють несуче тіло. З використанням в'язі типу петля (Revolute Joint) маятникам надається можливість вільно обертається навколо осі. Маятники – створюють АБ.

Додавання силових взаємодій між тілами системи. З використанням інструменту *Add Torsion Damper* до маятників були прикладені моменти сил в'язкого опору ($10^{-6} \pm 0,1$ [Н·м·с/град]), що діють на маятники при їх обертанні навколо осі. З використанням інструменту “Add Impact Force” маятникам забороняється проходити один скрізь другого і створюються сили, що виникають при їх ударах.

Завдання початкових умов. З використанням інструменту IC's (Initial velocities) задаються початкові умови для кожного тіла системи. У більшості описаних експериментів початкова складова швидкості обертання несучого тіла навколо повздовжньої осі приймалася рівною 5 об/с. Решта початкових умов задаються так, щоб центр мас системи мав нульову початкову швидкість.

Спостереження за перехідними процесами проводилося:

- а) візуально, зокрема за рухом несучого тіла і відносними рухами маятників;
- б) за графіком зміни кута Ейлера θ (кута нутації), побудованого для осі (з корпусом і кільцевими сегментами), який відраховується від початкового положення повздовжньої осі несучого тіла;
- в) за графіком зміни модуля кутової швидкості обертання, побудованого для осі (з корпусом і кільцевими сегментами).

Результати моделювання

Експерименти 1. Система з двома АБ утворює витягнуте складене тіло ($A, B > C$). Результати експериментів 1 приведені у табл. 1. Для зручності корпус на рисунках не показаний. Якщо моменти сил в'язкого опору діють на кожен маятник, то у поведінці системи виділяються такі характерні ділянки:

- а) перехід маятників в околі положення, у якому вони зрівноважують несуче тіло;
- б) рух маятників в околі положення, у якому вони зрівноважують несуче тіло – ділянка автобалансування;
- в) перехід маятників у кінцеве положення, яке відповідає усталеному руху;
- г) усталений режим руху системи – „перекидом”.

Зміна параметрів моделювання показує, що прояву тенденції автобалансування сприяють такі фактори:

- збільшення моменту в'язкого тертя між маятниками і віссю;
- початкові умови, що задають початкове обертання складеного тіла майже навколо повздовжньої осі несучого тіла.

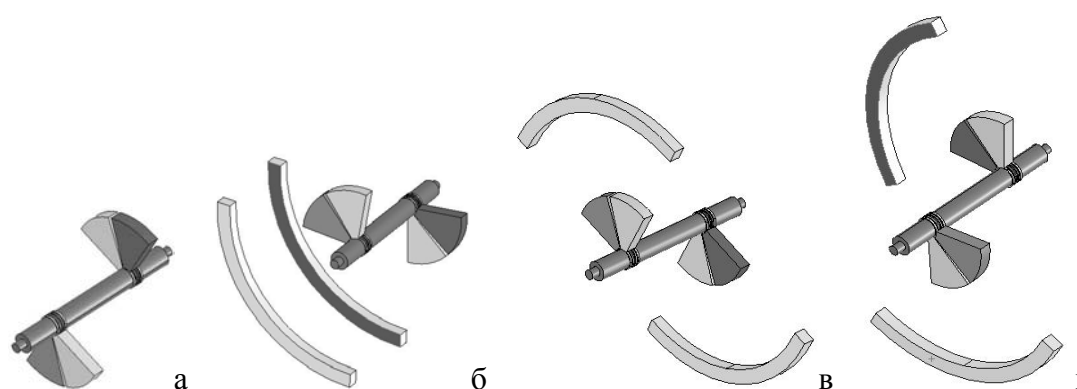
Етап автобалансування може не проявлятися при зменшенні моменту в'язкого тертя між маятниками і віссю. Так, у проведених експериментах при автобалансуванні момент опору, що діє на кожен маятник, складав $10^{-5} \pm 0,1$ [Н·м·с/град]. Автобалансування майже не спостерігається при моменті, меншому за 10^{-5} [Н·м·с/град], діючому принаймні на один маятник. В цьому випадку відбувається деякий перехідний процес, на якому немає закономірностей у рухах маятників і який закінчується відповідним усталеним рухом системи.

Експерименти 2. Система з двома АБ утворює сплюснуте складене тіло ($C > A, B$). При будь-якій незрівноваженості несучого тіла спостерігається перехідний

процес, на якому маятники кожної пари сходяться і приходять в те положення, у якому створюють найбільшу моментну незрівноваженість системи (рис. 2).

Таблиця 1 – Експерименти 1, система з двома АБ утворює витягнуте складене тіло ($A, B > C$)

Тип нерівноваженості	Початкове положення	Ділянка автобалансування	Усталений рух – „перекидом”
1. Немає			
2. Статична			
3. Моментна			
4. Повна			



а – незрівноваженості немає; б – статична незрівноваженість; в – моментна незрівноваженість; г – повна незрівноваженість

Рисунок 2 – Експерименти 2 – система з двома АБ утворює сплюснуте складене тіло ($C > A, B$), положення маятників щодо несучого тіла на усталених рухах при різних типах незрівноваженості несучого тіла (корпус не показаний)

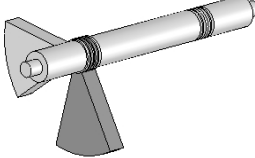
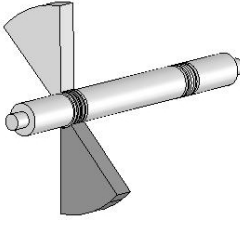

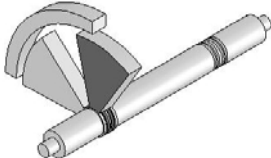
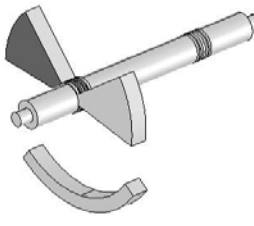
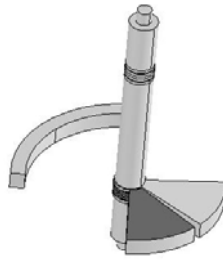
У подальшому система обертається як одне жорстке ціле навколо осі, що близька до повздовжньої осі несучого тіла – нової осі найбільшого осьового моменту інерції системи. Невеликий сталий залишковий кут нутації, викликаний незрівноваженістю системи відносно повздовжньої осі несучого тіла. Таким чином, АБ не проявляють властивості автобалансування, але проявляють властивості демпферів кута нутації.

Описана якісна поведінка системи не залежить від величин сил в'язкого опору, що діють на маятники. Ці сили тільки впливають на тривалість перехідних процесів. Зокрема момент сил в'язкого опору може діяти тільки на один маятник. При цьому відносні рухи решти маятників все одне припиняться через розсіяння енергії цим маятником.

Динаміка витягнутого несучого тіла з одним АБ

Експерименти 3. Система з одним двохмаятниковим АБ утворює витягнуте складене тіло ($A, B > C$). Несуче тіло зрівноважене або має статичну незрівноваженість у площині маятників. Для проведення цих експериментів використовується таж сама комп'ютерна модель системи, що і для проведення експерименту 1, тільки з однією парою маятників. Результати експериментів занесені у табл. 2 (корпус не показаний). Система поводитья аналогічно експериментам 1.

Таблиця 2 – Експерименти 3, система з одним АБ утворює витягнуте складене тіло ($A, B > C$)

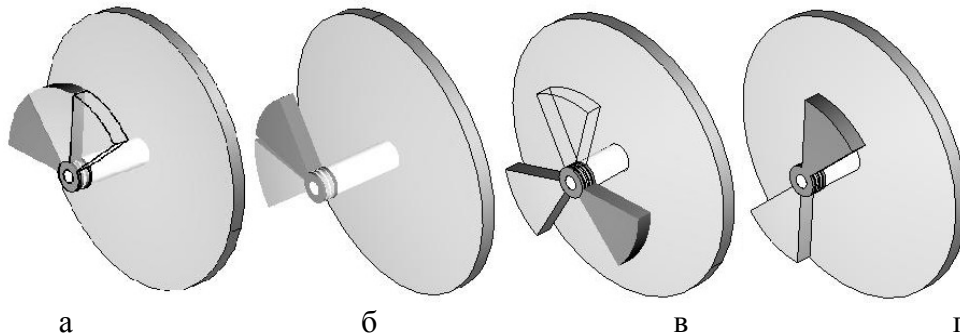
Тип незрівноваженості	Початкове положення	Ділянка автобалансування	Усталений рух – „перекидом”
1. Немає			
2. Статична			

Динаміка сплюсненого несучого тіла з одним АБ. Для проведення експериментів 4, 5 була створена відповідна модель обертової ізольованої механічної системи з одним двохмаятниковим АБ (рис. 3-6). Етапи комп'ютерного моделювання такі ж самі, як і вище. Система складається з: осі (короткої чи довгої); пари маятників; маятника, що створює статичну незрівноваженість; диска.

Зміною довжини осі, а разом з цим і параметра b можна забезпечувати як виконання умови настання автобалансування ($C > A + b^2 M_{\Sigma}$, $C > B + b^2 M_{\Sigma}$), так і її порушення. Статична незрівноваженість створюється третім маятником (зображається каркасно), який жорстко зв'язується із віссю. Маятники, що утворюють АБ, встановлюються на вісь із можливістю вільного обертання.

Експерименти 4. В експериментах вісь – довга, тобто умова ($C > A + b^2 M_{\Sigma}$, $C > B + b^2 M_{\Sigma}$) не виконується. В експерименті 4.1 несуче тіло – статично не зрівноважене (рис. 3, а), а в експерименті 4.2 – зрівноважене (рис. 3, б).

В обох експериментах маятники приходять у кінцеве положення і система починає обертатися із сталою кутовою швидкістю як одне ціле навколо нерухомої у просторі осі. При цьому подовжня вісь несучого тіла рухається по конусу, а маятники зібрані разом і створюють найбільшу статичну незрівноваженість несучого тіла (рис. 3, а, б). Сталий залишковий кут нутації викликаний незрівноваженістю складеного тіла відносно подовжньої осі несучого тіла.



а – вісь довга, несуче тіло статично не зрівноважене (експеримент 4.1);
 б – вісь довга, несуче тіло статично зрівноважене (експеримент 4.2);
 в – вісь коротка, несуче тіло статично не зрівноважене (експеримент 5.1);
 г – вісь коротка, несуче тіло статично зрівноважене (експеримент 5.2)
 Рисунок 3 – Експерименти 4, 5 – сплюснуте складене тіло з одним АБ, усталені рухи системи

Експерименти 5. В експериментах вісь – коротка, тобто умова ($C > A + b^2 M_{\Sigma}$, $C > B + b^2 M_{\Sigma}$) виконується. В експерименті 5.1 несуче тіло – статично не зрівноважене (рис. 3, в), а в експерименті 5.2 – зрівноважене (рис. 3, г).

В обох експериментах маятники приходять у кінцеве положення, у якому складене несуче тіло зрівноважене відносно подовжньої осі несучого тіла і система починає обертатися навколо цієї осі із сталою кутовою швидкістю як одне ціле, тобто здійснюється так званий основний рух (рис. 3, в, г).

Якщо в експериментах 5 моменти сил в'язкого опору діють тільки на один рухомий маятник, то тривалість перехідних процесів збільшується, але після них система здійснює основний рух, тобто зрівноважена.

Експерименти 5 проводилися при різній довжині осі. Було встановлено, що при виконанні умови ($C > A + b^2 M_{\Sigma}$, $C > B + b^2 M_{\Sigma}$) автобалансування відбувається (стійкий – основний рух), а при невиконанні – ні. В останньому випадку маятники завжди збираються разом, чим створюють найбільшу статичну незрівноваженість. Виявити побічний рух, що зароджується із основного, на межі області стійкості ($C \approx A + b^2 M_{\Sigma}$, $C \approx B + b^2 M_{\Sigma}$) обчислювальними експериментами не вдалося.

Висновки. Проведені дослідження дозволяють зробити такі висновки для обертаних ізольованих систем, складених з обертового несучого тіла і одного чи двох двохмаятникових АБ.

1. При русі системи проявляються дві тенденції – до демпфірування кута нутації у випадку сплюсненого складеного тіла і до автобалансування – у випадках витягнутого складеного тіла з одним чи двома АБ, чи сплюсненого складеного тіла з одним АБ, встановленим поблизу центра мас системи.

2. Дві тенденції проявляються разом тільки у випадку сплюсненого складеного тіла з одним АБ, встановленим поблизу центра мас системи. Тому тільки в цьому випадку повністю усувається кут нутації.

3. Величини моментів сил в'язкого тертя, діючих на маятники, впливають на час перебігу перехідних процесів, але не впливають на усталений рух системи, який з часом встановиться. Для того, щоб з часом рух системи встановився, достатньо, щоб сили в'язкого опору діяли тільки на один маятник.

Список літератури

1. Горошко О.О. Стабілізація положення осі обертання абсолютно твердого тіла багатомаятниковим (багатокульовим) автобалансиром / О.О. Горошко, Г.Б. Філімоніхін, В.В. Пирогов, І.І. Філімоніхіна // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. – 2005. – №4. – С. 67–76.
2. Филимоныхин Г.Б. Стабилизация маятниковыми демпферами пространственного положения оси вращения несущего тела / Г.Б. Филимоныхин, В.В. Пирогов, И.И. Филимоныхина // Прикладная механика, т.43, №10, 2007. –С.120-128.
3. Філімоніхіна І.І. Умови зменшення автобалансирами кута нутації обертового супутника Землі // Вібрації у техніці та технологіях. –2007.– №1 (46), – С. 34-37.
4. Філімоніхіна І.І. Визначення умов зрівноважування обертових тіл пасивними автобалансирами // Тези доповідей 8-го Міжнародного симпозиуму Українських інженерів-механіків у Львові, 22-25.05.2007, С. 33.
5. Филимоныхина И.И. Условия уравновешивания автобалансирами вращающегося тела в изолированной системе / И.И. Филимоныхина, Г.Б. Филимоныхин // Прикладная механика. – 2007. – Т.43.– №11. – С. 113–120.
6. Філімоніхіна І.І. Усталені рухи і умови самозрівноваження одного типу ізольованої системи // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2007. №3. –С.103-109.
7. Застосування пасивного автобалансира як демпфера кута нутації сплюсненого обертового космічного апарата: Пат. на корисну модель № 28407 Україна, МПК В64G 1/00 / І. І. Філімоніхіна, Г.Б. Філімоніхін (Україна); КНТУ - № 200708020; Заявл. 16.07.2007; Опубл. 10.12.2007, Бюл.№20.
8. Горошко О.О. Достатні умови усунення автобалансирами кута нутації незрівноваженого обертового тіла в ізольованій системі / О.О. Горошко, І.І. Філімоніхіна // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2008. -№1. –С.53-58.
9. Філімоніхіна І.І. Умови стійкості основних рухів чотирьох обертових ізольованих систем / І.І. Філімоніхіна, О.О. Горошко // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки.– 2008. -№3. – С. 99-105.
10. Філімоніхін Г.Б. Дослідження процесу зрівноважування ротора двомаятниковим автобалансиром із застосуванням програми SolidWorks і модуля Motion / Г.Б.Філімоніхін, О.В.Коваленко // Український міжвідомчий науково-технічний збірник “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”, 2006. Вип №40, С. 254-261.
11. Філімоніхін Г.Б. Моделювання процесу зрівноваження ротора з нерухою точкою двомаятниковим автобалансиром із застосуванням програми SolidWorks і модуля Motion / Г.Б.Філімоніхін, О.В.Коваленко // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”, 2006.– Вип. 36, – С. 19-28

И.Филимоныхина, Г.Филимоныхин

Компьютерное моделирование динамики вращающегося несущего тела с маятниковыми автобалансирами

В программной среде SolidWorks с использованием модуля Cosmos Motion смоделирована динамика изолированной вращающейся системы, состоящей из неуравновешенного вращающегося несущего тела и одного или двух двухмаятниковых автобалансиров. Компьютерным моделированием качественно проверено проявление двух тенденций при движении таких систем – к уменьшению угла нутации и к автобалансировке. Подтверждены результаты, полученные ранее аналитическими методами исследований.

I. Filimonikhina, G. Filimonikhin

The computer dynamics modeling of rotating lifting body with pendular autobalancers

In the software environment SolidWorks with the use of the Cosmos Motion module the dynamics of the isolated revolved system consisting of the unbalanced revolved bearing body and one or two two-pendulum autobalancer is modeled. By the computer design is tested the display of two tendencies at motion of such systems – to reduction of corner of notation and to autobalancing. Are confirmed the results which was obtain before by analytical methods of researches.

Одержано 23.11.09

УДК 621.793

Ю.В.Рябоволик, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Розробка технології відновлення корпусів пластинчато-роторних насосів

В статті викладено причини втрати продуктивності пластинчато-роторних насосів. Проаналізовано можливі способи нарощування металевго шару на зношені поверхні корпусів насосів при досягненні ними граничного зносу. Обґрунтовано і вибрано спосіб відновлення робочих поверхонь корпусів пластинчато-роторних насосів. Запропоновано технологію відновлення внутрішньої поверхні корпусу.

пластинчато-роторний насос, знос, тертя, корпус, нарощування металевго шару, порошкові дроти, технологічний процес

Пластинчато-роторні насоси (ПРН) відносяться до насосів об'ємного принципу дії.

Насоси використовують для відкачування повітря і неагресивних газів в металургії, хімії і нафтохімії, будівельній техніці, сільському господарстві, а також на транспорті або в установках для транспортування сипучих матеріалів, сушіння бетонних покриттів, в доїльних установках, а також в вакуумних системах загального призначення. [6].

Наприклад: пластинчато-роторний компресор ВР 8/2,2 правого і лівого обертання, який працює як в компресорному, так і в вакуумному режимі, призначений для аерозоль-транспорту сипучих матеріалів. Для комплектування вакуумних агрегатів, які використовуються в доїльних установках або інших машинах, де потрібна відкачка повітря, використовують насоси РВН 40/350, УВУ-60/45 і ін.[6].

Зниження продуктивності пластинчатого насосу відбувається внаслідок зносу основних деталей і як наслідок збільшення внутрішніх радіальних і торцевих перетікань газу. В новому насосі торцеві перетікання переважають над іншими внутрішніми перетіканнями і доходять до 50...60% [6], але по мірі напрацювання відбувається значне зростання частки радіальних перетікань, вони стають визначальними.

Розглянемо причини збільшення перетікання газу. Всмоктування, стискання та нагнітання газу у насосах даного типу здійснюється при зміні об'ємів камер, які складаються з ексцентрично розташованого ротора, пластин, корпусу та кришок насосу. Герметичність камер з торця забезпечується малими зазорами між ротором і боковими кришками, в радіальному напрямку – пластиною, яка під дією відцентрової сили притискається до корпусу насосу. Їх зношування відбувається в результаті тертя ковзання контактуючих поверхонь, при цьому в залежності від умов може спостерігатися сухе, граничне і напіврідинне тертя.

Сухе тертя з'являється при повній відсутності мастила і приводить до інтенсивного зносу ущільнень. При правильній експлуатації насосу цей вид тертя практично не спостерігається.

Граничне тертя спостерігається при недостатньому змащуванні та при запуску насосу, на контактуючих поверхнях утворюється тонкий шар змащувального матеріалу товщиною від одної молекули до 0,1 мкм. Наявність граничного шару знижує сили тертя порівняно з тертям без змащування в 2...10 разів, та зменшує знос пари тертя в сотні разів [1], але знос в цьому випадку залишається достатньо великим.

В період встановленої роботи пари тертя насосу працюють в умовах напіврідинного тертя. Даному виду тертя характерна одночасна наявність рідинного і граничного змащування. При такому виді тертя рідкий мастильний шар місцями витісняється і відбувається контактування поверхонь тертя. В точках контакту поверхонь спостерігається більш інтенсивне зношування ніж в місцях розділених шаром мастила, пластини починають зношуватись нерівномірно і поверхня тертя корпусу набуває хвилястого характеру, при цьому зменшується площа контакту в парі тертя, збільшується питоме навантаження і температура, що ще більше підвищує знос.

Тертя не єдина причина зносу деталей насосу, в зону тертя попадає пил, який засмоктується розом з повітрям, продукти зносу, це приводить до абразивного зношування. Абразив попадаючи на масляну поверхню прилипає до неї, а в деяких випадках і в'їдається в неї в результаті чого при контактуванні відбувається царапання площини. Найбільш схильними до цього є корпус, бокові кришки і пластини насосу на робочих поверхнях яких утворюються риски і задири, що призводить до зниження надійності ущільнень. Певний вплив на інтенсивність зносу здійснюють і окислювальні процеси. Під впливом навколишнього середовища відбувається утворення окисних плівок, які легко руйнуються в процесі тертя, а потім з'являються знову.

Однією з відповідальних деталей насосу, яка зношується в процесі роботи є корпус. Ця деталь має три ремонтні розміри, а далі корпус переходить в розряд неремонтопридатних. Наприклад у корпусі насосу РВН 40/350 при номінальному діаметрі кола робочої поверхні рівному 146 мм граничний розмір діаметру рівний 150 мм.

Проте, необхідність і можливість відновлення корпусів із зносом, що перевищують граничні значення, є цілком доцільною. У зв'язки з цим ми вважаємо, що переведення цілої групи корпусів ПРН з категорії неремонтопридатних деталей в групу ремонтпридатних і розробка технології відновлення цієї групи, а точніше технології реновації, безумовно представляють певний науковий і практичний інтерес.

Розглянемо можливі сучасні способи нанесення покриття при відновленні внутрішніх поверхонь корпусів ПРН у вигляді представленої схеми на рис.1 і зробимо короткий їх аналіз.

Аналізуючи запропоновану класифікацію можливих способів нарощування металевому шару на зношені поверхні чавунних деталей (рис. 1), компенсуючого зміну геометричних розмірів деталі внаслідок зносу, можна розділити всі способи на дві групи.

Перша група способів забезпечує нанесення на зношені поверхні деталей монолітного шару металу, який утворюється різними способами наплавлення, або використанням гальванічних методів нанесення покриттів.

З приведених джерел [7,8,9,10] відомо, що всі наплавлені технології нанесення покриттів на чавунні деталі дуже складні через наявність вільного вуглецю в структурі чавуну і фізико-хімічних властивостей, які сприяють відбілюванню чавуну, утворенню тріщин, пор і ін. дефектів. Застосування електродного дроту ПАНЧ-11 і потоку повітря як захисного середовища при вібродуговому наплавленню підвищують якість наплавленого шару, але ці способи наплавлення не можуть забезпечити необхідну продуктивність відновлення корпусів ПРН.

Гальванічне покриття - залізнення також дуже трудомістке і не забезпечує надійне зчеплення нарощеного шару з підкладкою.

Друга група - забезпечує нанесення на поверхню деталі мікропористого шару (за рахунок нанесення порошкових покриттів, а також покриттів з порошкових дротів). У цьому випадку використовуються електро- і газове напилення (електрична дуга, газополум'яне, детонаційне), а також електроконтактне напилення металевих порошоків. При використанні напилення, напилення і ін. методів порошкової металургії використовується широкий вибір матеріалу (тугоплавкі метали, карбіди, бориди, нітриди, оксиди і ін.).

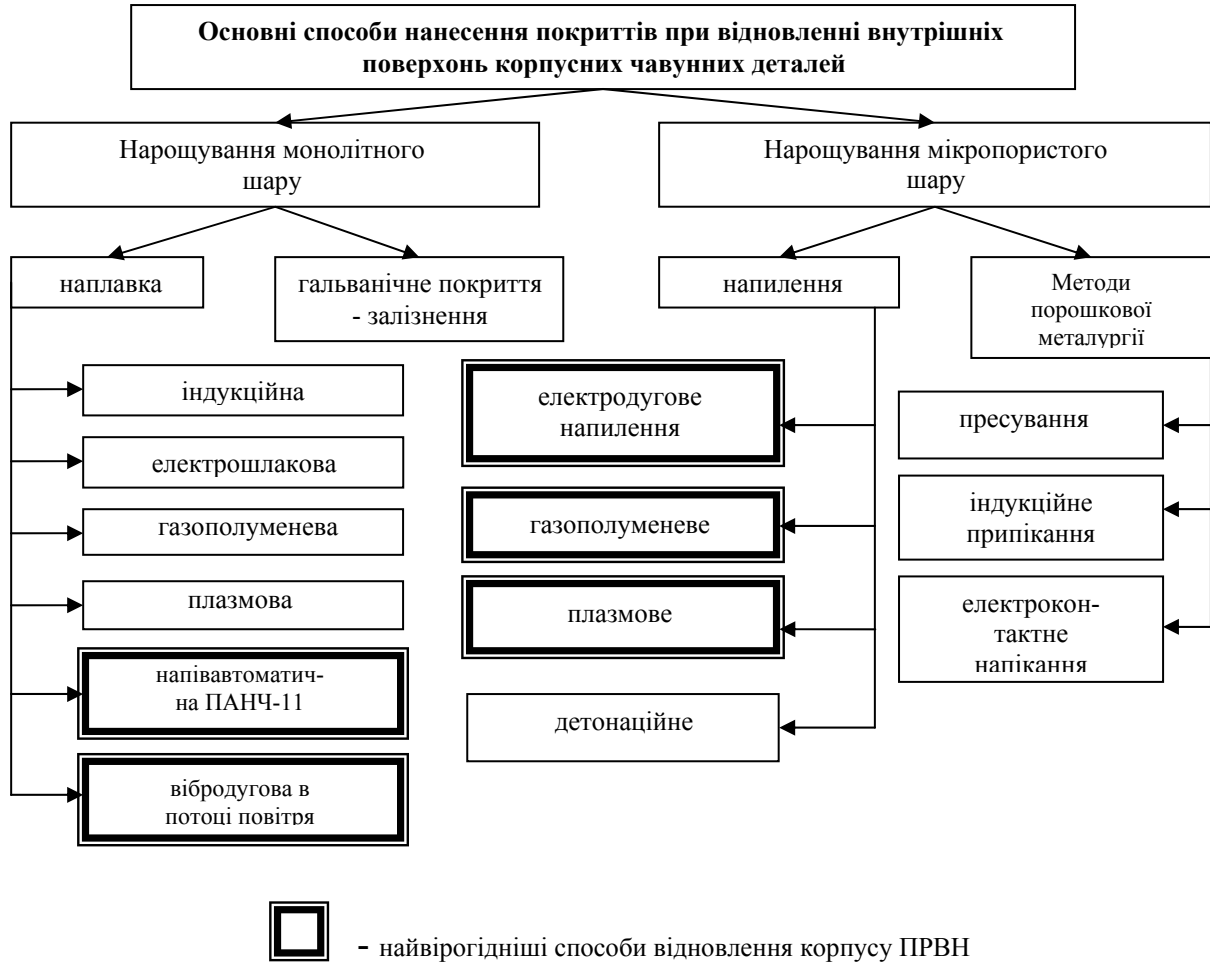


Рисунок 1 – Можливі способи відновлення ВП корпусних чавунних деталей

Використання покриттів з порошкових дротів забезпечує різке підвищення зносостійкості відновленої поверхні зношеної деталі, що приводить до значного збільшення післяремонтного ресурсу такої деталі [4,12], але перепороною для широкого застосування електродугового напилення для відновлення внутрішніх поверхонь деталей машин є затруднена обробка покриттів лезовим інструментом. Здебільшого для обробки зносостійких електродугових покриттів застосовується шліфування на спеціальних режимах [2,3]. Це обумовлено високою твердістю, пористістю, схильністю до тріщиноутворення, наявністю включень карбідів та боридів. Разом з тим шліфування внутрішніх поверхонь корпусних деталей пов'язано з значними технологічними труднощами, через необхідністю застосування спеціалізованого обладнання та ріжучого інструменту. Тому для покращення придатності електродугових покриттів до механічної обробки лезовим інструментом були розроблені спеціальні електродні порошкові дроти карбідного та мартенситного типу зміцнення [13,14].

Аналіз способів другої групи нарощування мікропористого шару (рис. 1) [5,9,11], з урахуванням конструктивних особливостей корпусів ПРН, дозволив

однозначно визначити, що по продуктивності процесу, товщині нарощуваного шару, міцності зчеплення шару з основою, когезійній міцності шару, зносостійкості і ін. показникам, спосіб електродугового напилення є єдиним прийнятним способом відновлення корпусів ПРН.

Технологічний процес відновлення *робочої* внутрішньої поверхні корпусу ПРН складається з наступних операцій:

– *дефектування*

Контроль здійснюється індикаторним нутроміром по ГОСТ 868-83. Приймка деталей здійснюється згідно ОСТ 70.0001.026-73. Виявляється наявність тріщин на поверхні. Контроль проводиться ультразвуковим дефектоскопом УД-7Н згідно з ГОСТ 428-71 або візуально за допомогою лупи ЛП1 - 7X (ГОСТ 25706-83);

– *попереднє розточування*

Внутрішня поверхня попередньо розточується на величину при якій всі дефекти (хвилястість, конусність, риски і задири) зникнуть. Обробка проводиться на вертикально-розточному верстаті 2733 розточним різцем;

– *знежирення*

Корпуси виварюють в мийній камері ТП 50271. 00344 в розчині знежирення, склад якого показано в таблиці 1. Корпуси проварюються в розчині на протязі 15...20 хв. при температурі 60...70°C. Контроль якості знежирення проводиться по змочуваності поверхні корпусу згідно ГОСТ 9.402-80. Після закінчення процесу корпус продувається стисненим повітрям кл. 13 (ГОСТ 17433-80).

Таблиця 1- Склад розчину знежирення

Назва компоненту (ГОСТ або ТУ)	Кількість, г/дм ³
Натрій їдкий технічний (ГОСТ 263-79)	20 - 30
Сода кальцинована технічна (ГОСТ 5100-85Е)	20 - 30
Скло натрієве рідке (ГОСТ 13078-81)	3 - 5
Тринатрій фосфат (ГОСТ 201-76Е)	30 - 50
Вода питна (ГОСТ 2874-82)	до 1 дм ³

– *токарна: нарізка рваної різьби*

Нарізка рваної різьби виконується різьбовим різцем на вертикально-розточному верстаті 2733. Іноді також проводять і дробо-струменеву обробку.

Після обробки заборояється доторкатись до підготовленої поверхні корпусу;

– *напилення*

Напилення проводиться не пізніше ніж за 2 години після токарної обробки. Нанесення покриття проводиться на переобладнаному вертикально-розточному верстаті 2733 (рис.2) на наступних режимах : U – 28...32В, I – 180...250 А, дистанція - 100 мм., швидкість обертання деталі – 120...150 об/хв, Р – 0,5 МПа, товщина шару - 3 мм;

– *слюсарна обробка*

Поверхні корпусу, на які під час процесу нанесення покриття попали частки покриття, очищуються від залишків напилення та фарби за допомогою щітки металевій РСТ 1454-71, зубила 2810-0218 Н12 х 1 (ГОСТ 7211-86);

– *розточна*

Механічна обробка корпусу здійснюється не раніше ніж через 48 годин після дугового напилення. Розточування здійснюється на верстаті 2733 до номінального розміру на наступних режимах: частота обертання шпінделя - 1200 об/хв; подача різця 0,1 мм/об.; припуск на обробку – 1,0 мм, глибина точіння - 0,5 мм. Контроль проводиться нутроміром 8144-06204Д (ГОСТ 6507-90). На рис. 3 показано напилений і розточений корпус ПРН;

– *контроль*

Перевіряється якість відновленої поверхні візуально або за допомогою лупи ЛП1-7Х (ГОСТ 25706-83) згідно з ГОСТ 8.304-84(СТ СЕВ 4202-83) "Покриття металізаційні". При наявності тріщин, сколів і подряпин корпус відправліється на повторне відновлення. Контролюється також відповідність геометричних розмірів робочої поверхні корпусу.



1 - розпилююча головка; 2 – деталь; 3 – план-шайба; 4 – стіл поворотний; 5- пульт керування; 6 – блок живлення металізатора; 7 – апарат дугового напilenня; 8 – механізм подачі дроту; 9 – вертикально-розточний верстат

Рисунок 2 – Установка електродугового напilenня



Рисунок 3 – Напилений і розточений корпус пластинчато-роторного вакуумного насосу РВН 40/350

В комплект обладнання ділянки електродугового напilenня входить: джерело струму ВС-500; камера для очищення і знежирення деталей; вертикально-розточний верстат 2733; верстат для електродугового напilenня; система стисненого повітря тиском 0,6 МПа; система очищення і відділення вологи з транспортуючого газу; система очищення відпрацьованого газу; система вентиляції.

Висновки:

1. При аналізі процесів, які відбуваються при роботі ПРН визначено причини втрати продуктивності пластинчато-роторних насосів, встановлено їх граничні зноси.
2. Обґрунтовано доцільність відновлення робочих поверхонь корпусів ПРН.
3. Із зробленого аналізу літературних джерел видно, що спосіб електродугового

напилення є єдиним прийнятним способом відновлення корпусів ПРН.

4. Розроблено технологічний процес відновлення робочої внутрішньої поверхні корпусу ПРН.

Список літератури

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника / Гаркунов Д. Н. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
2. Кречмер Э. Напыление металлов, керамики и пластмасс / Кречмер Э. - М.: Машиностроение.1966. - 432 с.
3. Хасуи А. Наплавка и напыление / Хасуи А., Мorigаки О. - М.: Машиностроение, 1985. 240 с. ,
4. Авдеев М.В. Технология ремонта машин и оборудования / Авдеев М.В., Воловик Е.Л., Ульянов И.Е. - М.: Агрпромиздат, 1986. - 247 с.
5. Батишев А.Н. Восстановление сельскохозяйственной техники / Батишев А.Н., Голубев И.Г., Лялякин В.П. - М.: Информагротех, 1995. - 296 с.
6. Механические вакуумные насосы / [Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 288с.
7. Надежность и ремонт машин / [Курчаткин В.В., Тельнов Н.Ф., Ачкасов К.А. и др.].- М.: Колос, 2000. -776 с.
8. Ремонт машин в агропромышленном комплексе / [Юдин М.И., Савин И.Г., Кравченко В.Г. и др.]. - Краснодар: КГАУ, 2000. - 688 с.
9. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве: учебное пособие / [Черноиванов В.И., Бледных В.В., Северный А.Э., Ольховацкий А.К. и др.]; под ред. В.И.Черноиванова. - Москва-Челябинск: ГОСНИТИ, ЧГАУ, 2003. - 992 с.
10. Воловик Е.Л. Справочник по восстановлению деталей / Е.Л.Воловик. - М.: Колос, 1981.-351 с.
11. Пантелеенко Ф.И. Восстановление деталей: справочник / Пантелеенко Ф.И., Лялякин В.П., Иванов В.П., Константинов В.М. [под ред. д.т.н. проф. В.П.Иванова]. - М.: Машиностроение, 2003. - 672 с.
12. Клейман А.Ш. Восстановление деталей сельскохозяйственной техники электрометаллизационными покрытиями из порошковых проволок на основе ферросплавов: автореф. дис. на соискание уч. степени канд.техн.наук: спец. 05.20.03 “Эксплуатация, восстановление и ремонт сельскохозяйственной техники” - Кишинев, 1990. - 19 с.
13. Пат. 42414 U Україна, МПК(2009) B23K 35/24. Порошковий дріт для одержання відновних електродугових покриттів, придатних для обробки лезовим інструментом / В.І.Похмурський, М.М.Студент, С.І.Маркович, О.Й.Мажейко, Ю.В.Рябоволик; заявник і патентовласник Кіровоградський національний техн. ун-т, Фізико-механічний ін-т ім.Г.В.Карпенка НАН України. - № u200813016; заявл. 10.11.2008; опубл. 10.07.2009, Бюл.№3.
14. Мажейка О.Й. Розроблення електродугових покриттів з порошкових дрітів для відновлення внутрішніх поверхонь деталей машин / О.Й.Мажейка, С.І.Маркович, Ю.В.Рябоволик, М.М.Студент // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2008. – Вип. 49. – Т.2. – С.112 – 117.

Ю.Рябоволик

Разработка технологии восстановления корпусов пластинчато-роторных насосов

В статье изложены причины потери производительности пластинчато-роторных насосов. Проанализированы возможные способы наращивания металлического слоя на изношенные поверхности корпусов насосов при достижении ими предельного сноса. Обоснован и выбран способ восстановления рабочих поверхностей корпусов пластинчато-роторных насосов. Предложено технологию восстановления внутренней поверхности корпуса.

Yu.Ryabovolik

Development of technology of proceeding corps plate-rotor pumps

In the article reasons of loss of the productivity are expounded plate-rotor pumps. The possible methods of increase of metallic layer are analysed on the threadbare surfaces of corps of pumps at achievement by them maximum tearing down. Grounded and chosen method of proceeding in the workers surfaces of corps of plate-rotor pumps. Technology of proceeding in the internal surface of corps is offered.

Одержано 25.11.09

УДК 621

В.Я. Чабанний, проф., канд. техн. наук, М.В. Онолов, магістрант
Кіровоградський національний технічний університет

Зміна адгезійної міцності полімерних покриттів з металом в залежності від режимів технологічного процесу нанесення

В статті наведені результати експериментальних досліджень, пов'язаних з підвищенням адгезійної міцності полімерних покриттів з металом в залежності від режимів технологічного процесу нанесення. Адгезія полімерних покриттів у відновлених деталях. Основним чинником, що впливає на зчеплення покриттів з полікапролактаму, є спосіб підготовки поверхні. З метою підвищення адгезійної міцності системи „полімер-метал” застосовували хімічне модифікування поверхні і термічну модифікацію покриття.

нанесення покриття, полімерний матеріал, технологія відновлення

Полімерні матеріали мають багато цінних властивостей: малою питомою вагою; доброю корозійною стійкістю; демферуючою властивістю і технологічністю переробки. В той же час їм властиві і недоліки порівняно з металами: невисока міцність і теплостійкість; погана теплопровідність і т.д. Значно менше ці недоліки полімерів позначаються при нанесенні їх у вигляді тонкошарових покриттів на метали. Таке поєднання характеристик метала і полімера в конструкціях дозволяє отримати вироби, що володіють позитивними властивостями обох матеріалів і тим самим поліпшити якість продукції.

Застосування полімерного покриття у відновленій деталі визначається наступними факторами; фізико-механічними, хімічними властивостями покриття і зціпленням покриттів з основним металом.

Адгезія покриття з основою є однією із головних умов, що визначають надійність роботи спряження. Адгезія полімерних покриттів до металу залежить від наступних технологічних факторів процесу нанесення: підготовки металевої поверхні; температури попереднього нагрівання; середовища і режиму термічної обробки.

З метою підвищення адгезійної міцності системи „полімер-метал” застосовували хімічне модифікування поверхні і термічну модифікацію покриття.

В досліджах використовували порошок, отриманий хімічним переосадженням водою з солянокислого розчину гранульованого полікапролактаму, з наступним центрифугуванням. Розмір часток порошкоподібного полікапролактама – 255 мкм. Розсівання проводили на установці для ситового аналізу порошкоподібних полімерних матеріалів. Нанесення покриттів виконувалося на установці вібровихрєвого напилення ОМП і на установці для центробіжного нанесення пластмасових покриттів. Щоб виключити окислення отриманого покриття, в якості транспортуючого середовища використовувався інертний газ (азот). Покриття наносили на зразки зі сталі 45 і чавуну СЧ 18-36. Зчеплення покриття з металом визначали по зусиллю скручування штифта на машині Амслера.

Скручуючий момент

$$M = P \cdot l, \quad (1)$$

де P – скручуюче зусилля, кН;

l – плече, м;

M – скручуючий момент відраховується безпосередньо за шкалою машини.

Момент опору скручуванню визначається за залежністю:

$$M_c = 2\pi \int_0^R \tau_a \cdot r^2 \cdot dr = \frac{2}{3} \pi \tau_a R^3, \quad (2)$$

де $R = 4$ мм – радіус штифта;

τ_a – міцність адгезії на зсув, МПа.

Вирішуючи спільно рівняння (1) і (2) відносно τ_a , отримуємо розрахункове рівняння для визначення адгезії:

$$\tau_a = \frac{3P \cdot l}{2\pi \cdot R^3} = 0,48 \frac{M}{R^3}. \quad (3)$$

Хімічне модифікування поверхні полягало в тому, що знежирену в ацетоні деталь занурювали в однопроцентний розчин олеїнової кислоти в уайт-спіриті і витримували в ньому протягом двох годин при температурі 60°C. Оброблені таким методом зразки піддавали екстрагуванню бензолом при температурі 70°C протягом однієї години, щоб видалити адсорбовані молекули жирної кислоти. Після чого нагрівали деталь в печі для нанесення покриття. Нагрівання зразків проводили через 10 хвилин після витягання з ванни з бензолом.

Для порівняння проводили підготовку зразків по найбільш ефективному і поширеному методу – піскоструминна обробка з подальшим фосфатуванням. За цим способом деталь піддавали обробці грубозернистим піском в спеціальній камері за допомогою стислого повітря під тиском 0,6...0,8 МПа. Потім її витримували протягом однієї години при температурі 18...20 °С у ванні наступного складу (на один літр води): сіль «Мажеф» – 50 г, азотно-кислий цинк – 92 г, фтористий натрій – 3 г. Після чого поверхню деталі нейтралізували п'ятипроцентним розчином кальцієвої солі, промивали в проточній воді і сушили. Результати випробувань приведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати випробувань

Спосіб підготовки поверхні	Міцність зчеплення, МПа	
	Сталь 45	СЧ 18-36
Обробка олеїновою кислотою	57,2	41,6
Піскоструминна обробка з подальшим фосфатуванням	44,6	29,7

З таблиці 1 видно, що хімічне модифікування поверхні підвищує її міцність зчеплення з покриттям більш ніж на 30%.

Збільшення міцності зчеплення пояснюється тим, що при нанесенні плівки відбувається хемосорбція молекул олеїнової кислоти за рахунок взаємодії карбоксильних груп з металом. При цьому молекули кислоти орієнтуються на поверхні таким чином, що своїми карбоксильними групами спрямовані до металу, а углеводневими – назовні. В процесі нанесення покриття жирні радикали молекул кислоти занурюються в розплавлений полікапролактан і утримуються в ньому після затвердіння фізичними силами. Молекули олеїнової кислоти є як би містками між неполярним полімером і полярним металом.

Запропонований спосіб підготовки поверхні є найпростішим, продуктивнішим, тоді як для піскоструминної обробки необхідний спеціальний апарат.

Деталі перед нанесенням покриття нагрівали для створення в них запасу тепла, необхідного для розплавлення і розтікання шару пластмаси. Якість покриття і його зчеплення з металевою поверхнею в значній мірі залежить від температури попереднього нагрівання. Мета нагрівання полягає в тому, щоб утримати сухий порошок у момент контакту з поверхнею металу і змінити його фізичний стан шляхом термічного спікання.

Залежність зчеплення покриттів з полікапролактаму від температури попереднього нагрівання в загальному вигляді можна виразити рівнянням:

$$y = -ax^2 + bx + c. \quad (4)$$

Максимум цієї функції відповідає оптимальній температурі попереднього нагрівання деталі, оскільки зчеплення в цьому випадку буде найбільшим. Математична обробка експериментальних даних дає наступну залежність між температурою попереднього нагріву і адгезією

$$y = -0,0081 x^2 + 4,182 x - 396,76. \quad (5)$$

Узявши першу похідну рівняння (5) і прирівнявши її до нуля, отримаємо максимум функції:

$$y' = -0,0162 x + 4,182 = 0, \quad (6)$$

З підвищенням температури до 250...260°C зчеплення підвищується (рис. 1), звідки, $x \approx 259$ °C, тобто оптимальна температура попереднього нагрівання складає 260°C, наступне ж підвищення температури призводить до зниження адгезії. Ця обставина пояснюється тим, що в умовах попереднього нагрівання плавлення і, отже, окислення полімеру починається з міжфазної межі метал-полімер. На процес окислення частинок полімеру, що плавляться на поверхні металу, істотно впливає дифузія кисню з навколишнього середовища, а також кисню, що міститься в об'ємі порошку. При збільшенні температури формування покриття зростає швидкість плівкоутворення. Плівка, що формується з полімеру, блокує доступ кисню навколишнього середовища до міжфазної межі, і адгезія при цьому зменшується.

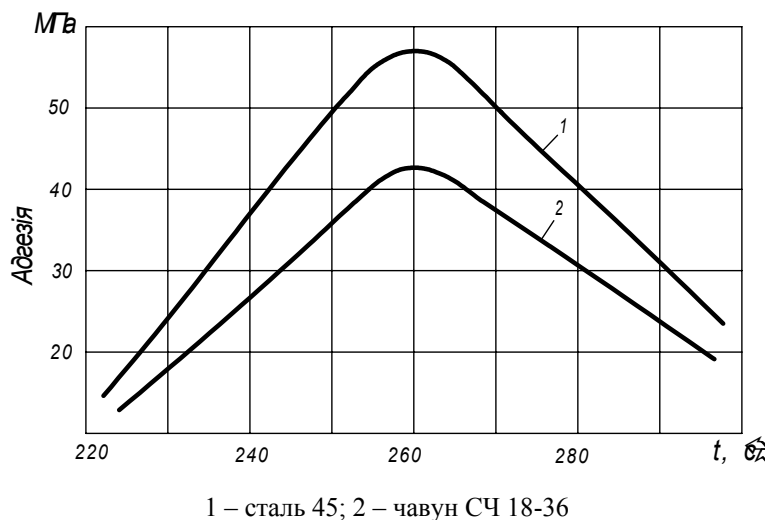


Рисунок 1 – Залежність адгезії покриттів з полікапролактаму до металів від температури попереднього нагрівання

Враховуючи вищевикладене, важливо в кожному окремому випадку визначати температуру нагрівання деталі. Незалежно від геометричної форми її можна визначити

відношенням маси деталі «m» до її поверхні «S», оскільки маса виражає кількість тепла акумульованого деталлю, а поверхня – витрату цього тепла, як на розплавлення полімеру, так і на втрату його в навколишнє середовище. Таким чином, відношення $\frac{m}{S}$ може служити критерієм для оцінки запасу тепла, акумульованого металом.

Дослідним шляхом визначені температурні області з різним відношенням $\frac{m}{S}$ з метою отримання якісного, з добрими адгезійними властивостями покриття (рис. 2).

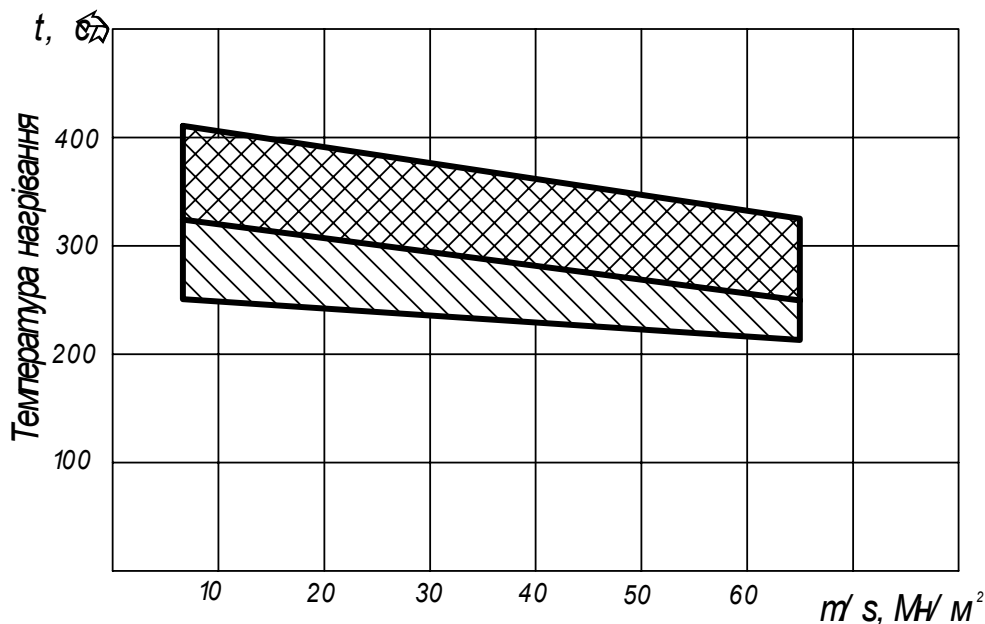
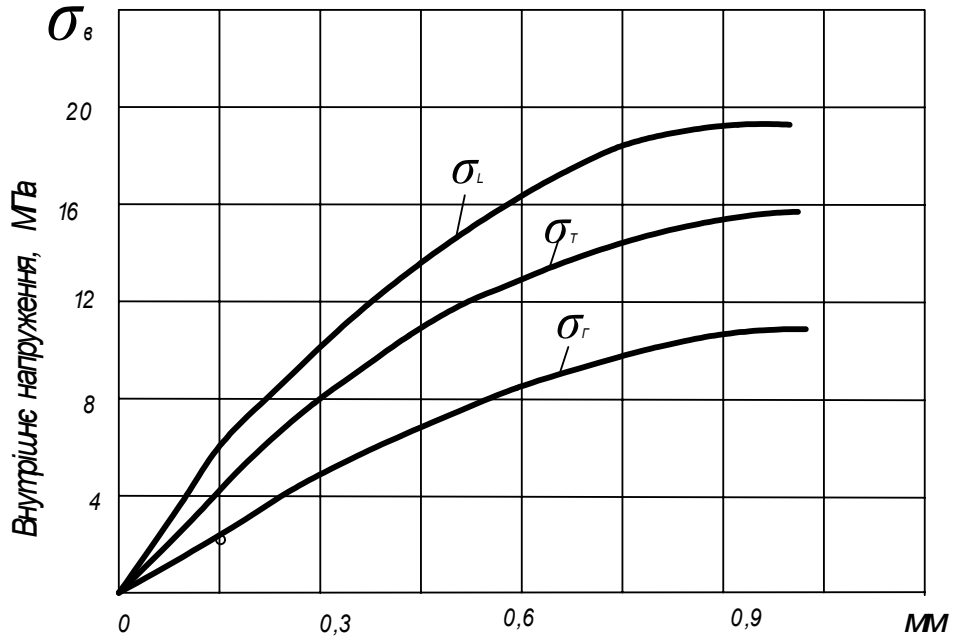


Рисунок 2 – Оптимальні температурні області нагрівання деталей

Верхня межа температурної області – це граничні температури нагріву металевих деталей, при перевищенні яких покриття починають набувати темно-коричневого забарвлення (часткове розкладання). Нижня межа характеризує температури, нижче за яких виконання якісного покриття ускладнюється. У виробничих умовах можна користуватися температурними зонами для різних полімерів залежно від співвідношення $\frac{m}{S}$, отримуючи якісні покриття.

Значний вплив на адгезію системи „полімер – метал” справляють усадкові явища. При охолодженні покриття стискається більше, ніж метал, що обумовлене відмінністю в коефіцієнтах температурного лінійного розширення. В результаті виникає значна внутрішня напруга, що сприяє відриву плівки від металу.

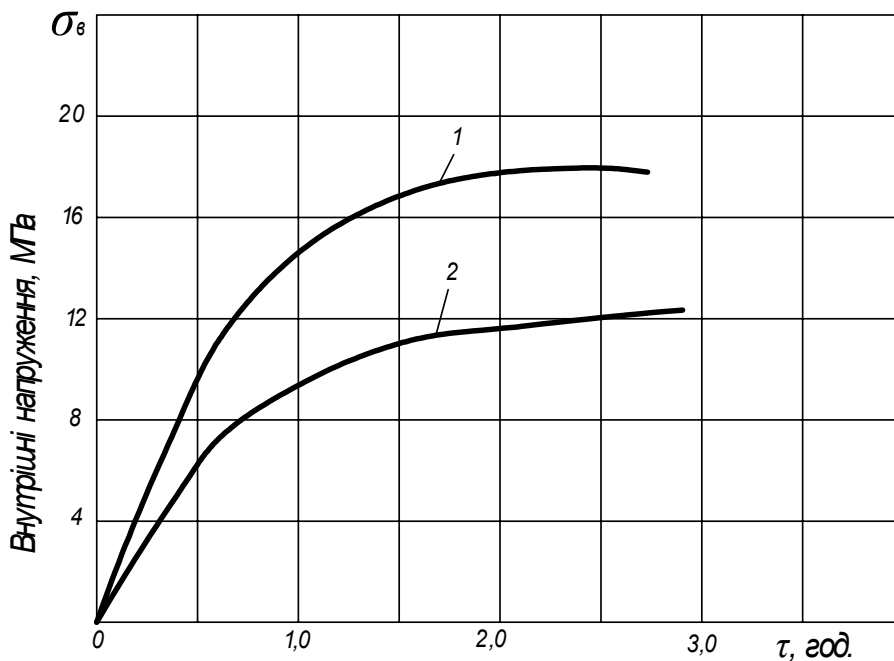
Характер розподілу внутрішньої напруги в покритті з полікапролактаму по товщині показаний на рис. 3. Внутрішні напруження, що виникають в покритті, визначалися за методикою Закса із застосуванням тензометрування – одностороннє розточування з подальшим після кожного розточування вимірюванням осьових і колових деформацій.



σ_L – осьові; σ_T – тангенційні; σ_r – колові

Рисунок 3 – Розподілення внутрішніх напружень по товщині покриття

Величина внутрішнього напруження залежить від швидкості охолодження покриттів (рис. 4). Із збільшенням швидкості охолодження внутрішня напруга зростає.



1- охолодження зі швидкістю 30 град/хв; 2 – охолодження зі швидкістю 15 град/хв.

Рисунок 4 - Кінетика зміни внутрішніх напружень в залежності від швидкості охолодження

В результаті проведених випробувань можна зробити наступні висновки:

1. Основними чинниками, що впливають на зчеплення покриттів з полікапролактаму з металом, є спосіб підготовки поверхні, температура її попереднього нагріву, режим і середовище термічної обробки покриття.
2. У якості підготовки поверхні перед нанесенням покриття слід застосовувати обробку в 1-процентному розчині олеїнової кислоти в уайт-спіриті при температурі 60°C протягом 2 годин. Ця підготовка підвищує адгезію на 30 %, будучи менш трудомісткою.
3. Деталь перед нанесенням покриття необхідно нагрівати до температури 250...260°C. Така температура сприяє отриманню покриття, що має максимальну адгезію з підкладкою.
4. В результаті випробувань визначені температурні зони для різних відносин маси деталі до її поверхні, які дозволяють вибрати правильний температурний режим нагрівання деталі з метою отримання якісних покриттів у виробничих умовах.
5. Охолодження покриттів зі швидкістю 15 град/хв. значно знижує залишкові напруження в покритті.

Список літератури

1. Власенко Н.В., Черновол М.М., Чабанный В.Я. Восстановление изношенных деталей тонкостенными покрытиями: Учебное пособие.– К: Высшая школа, 1989. – 96 с.
2. Чабанный В.Я., Соколенко І.М. Використання пластичних мас при виготовленні і відновленні підшипників ковзання с.г. техніки. // Наука – виробництву: Тези доповідей на XVII науковій конференції аспірантів та викладачів, 2008. – С. 107-111.

В. Чабанный, М. Онолов

Изменение адгезионной прочности полимерных покрытий с металлом в зависимости от режимов технологического процесса нанесения

В статье наведены результаты экспериментальных исследований, связанных с повышением адгезионной прочности полимерных покрытий с металлом в зависимости от режимов технологического процесса нанесения. Адгезия полимерных покрытий является одним из важных условий, которые определяют надежность работы сопряжения. Основным фактором, который влияет на сцепление покрытий из поликапролактама, является способ подготовки поверхности. С целью повышения адгезионной прочности системы „полимер-металл” применяли химическое модифицирование поверхности и термическую модификацию покрытия.

V. Chabanniy, M. Onolov

Change adhesion durability of polymeric coverages with a metal depending on the modes of technological process of causing

In the article it is given the results of experimental researches, related to the increase of adhesion durability of polymeric coverages with a metal depending on the modes of technological process of causing. Adhesion of polymeric coverages is one of important terms which determine reliability robots of interface. A basic factor which influences on tripping of coverages from a polyisocyanate is a method of preparation of surface. With the purpose of increase of adhesion durability of the system a „polymer-metal” was applied chemical retrofitting of surface and thermal modification of coverage.

Одержано 26.11.09

УДК 621.9.048. 4

**О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук, С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук,
О.П. Савченко, магістр**

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження трибологічних характеристик модифікованих поверхонь з регулярним мікрорельєфом

В статті розглянуто проблему підвищення трибомеханічних характеристик поверхонь завдяки створенню регулярного мікрорельєфу з послідовним нанесенням мідного покриття. Проведено огляд методів нанесення регулярного мікрорельєфу. Приведено технологію платовершинного хонінгування та нанесення покриття, результати дослідження трибологічних характеристик покриття та експлуатаційні випробування гільз циліндрів ДВЗ, оброблених по запропонованій технології.
платовершинне хонінгування, трибологічні характеристики

Проблема зменшення сил тертя і зниження зносу поверхонь тертя вирішується різноманітними способами. Останнім часом інтенсивно розвиваються способи зниження сил тертя в контакті деталей, шляхом створення на одній з поверхонь маслоємкого мікрорельєфу. За даними Ю. Г. Шнейдера [1], А. Е. Проволоцкого [2] і інших авторів, поверхні, що володіють однаковою іррегулярною шорсткістю по параметру Ra, але мають велику маслоємкість за рахунок формоутворення на ній регулярного або частково регулярного мікрорельєфу, збільшують зносостійкість в 3...6 разів, період прироблення зменшується в 1,5...3 рази, знижується рівень шуму і підвищується плавність ходу зв'язаних деталей. Відомі наступні способи створення маслоємкого мікрорельєфу: плосковершинне хонінгування [3]; накатка [4]; вібронакатка [1]; струменево-абразивна обробка [5].

У 1939 р. І. В. Крагельським запропонована принципово нова подвійна молекулярно-механічна теорія сухого і граничного тертя. Згідно цієї теорії для забезпечення мінімального зовнішнього тертя процеси деформації і пошкодження контактуючих поверхонь повинні бути зосереджені якомога ближче до поверхні твердого тіла, для чого на ній повинен формуватися тонкий, менш міцний, чим основний матеріал, шар (нанесений ззовні або що генерується самими тілами, що труться), тобто повинне виконуватися правило позитивного по глибині градієнта механічних властивостей поверхні. Цей шар був названий третім тілом.

Цілеспрямоване формування третього тіла стало можливим після відкриття Д. Н. Гаркуновим і І. В. Крагельським ефекту беззносності, технологічна реалізація якого можлива шляхом здійснення фрикційного оміднення. Натирання поверхні тертя пластиною, що містить мідь у присутності технологічної рідини дозволяє створити на поверхні тертя мідну плівку відносно невеликої товщини від 0,5 до 4 мкм [4].

Практика показує, що найбільш ефективними шляхами усунення патологічних явищ, що приводять до неприпустимих видів зносу, є формування високих характеристик якості поверхневого шару в процесі виготовлення деталей і управління зміною мікрогеометрії і властивостей робочих поверхонь, що виникають і розвиваються безпосередньо при терті в процесі експлуатації. При технологічній обробці потрібно створювати таку мікрогеометрію поверхні і такі первинні (початкові)

структури і властивості поверхневих шарів, які б в конкретних умовах експлуатації змінювалися у бік поліпшення. Отже задача створення та дослідження трибологічних характеристик модифікованих поверхонь з регулярним мікрорельєфом є актуальною.

Для отримання модифікованої поверхні з регулярним мікрорельєфом на гільзі циліндра ДВЗ деталь піддавали розточуванню з застосуванням різців з надтвердого матеріалу гексаніта-Р (композит -10) на основі щільних модифікацій нітриту бору, що дає можливість отримати поверхню з високою чистотою обробки та відсутністю конусності оброблюваної поверхні, що є наслідком притуплення твердосплавного різця в процесі обробки. При цьому припуск на подальше хонінгування залишається в межах 0,03-0,02 мм.

Для створення регулярного мікрорельєфу застосовувалось платовершинне хонінгування. При цьому завдяки оптимально підбраному співвідношенні зерен алмазів для хонінгувальних брусків (рис.1) та зв'язуючого матеріалу вдалося отримати високу точність отвору та забезпечити належний рельєф поверхні.



Рисунок 1-Інструмент для хонінгування з ріжучими брусками з штучних алмазів.

Платовершинна обробка припускає, що кут штрихування складає приблизно 60°, з однаковими рисками, нарізаними в обох напрямках. Згідно схеми на рис. 2 кут штрихування α визначали через співвідношення між лінійною швидкістю переміщення інструмента та швидкістю обертання шпинделя:

$$\alpha = 2 \arctg \frac{v}{u},$$

де v - лінійна швидкістю переміщення інструмента;
 u - швидкість обертання шпинделя:

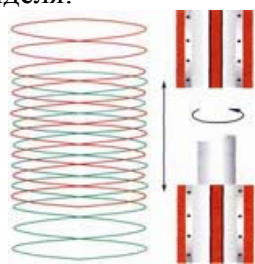


Рисунок 2 - Схема розрахунку кута пересічення мастилоутримуючих рисок

Зразок западини повинен бути чистим після різання, але без гострих кромки, і повинен бути вільним від рваного або деформованого матеріалу. Глибина і ширина западин повинні бути однорідною і регулярно роздільною, а плоска область плато повинна складати приблизно половину від двох третин повної поверхневої області, вільної від упроваджених частинок.

Мікропрофіль поверхні оцінювали шорсткістю всієї поверхні R_a , шорсткістю поверхні між масляними кишнями $R'z$ (по профілограмам), відносною опорною величиною профілю t_p на різних рівнях і висотою (глибиною) масляних кишень (рисок), середньою шириною рисок (по профілограмам).

Якість поверхні циліндра оцінювали за допомогою кривій Аббота (рис.3). Ця крива показує залежність відносної площі мікрозападин від їх глибини. При плосковершинному хонінгуванні поверхні виступів згладжуються, і на мікропрофілі дзеркала циліндра є два види шорсткостей: основна по западинах і опорна по згладжених виступах. Тому на кривій Аббота є перегин. У цій точці западини основної шорсткості переходять в опорну поверхню. Експериментально встановлено, що площа опорної поверхні повинна складати 50—80% всій площі циліндра, а в западинах повинно утримуватися не менше $0,02 \text{ мм}^3$ масла на 1 см^2 поверхні. Для кращого утримання масла западини основної шорсткості повинні мати не тільки необхідну глибину (близько 10 мкм), але і певний кут розкриття.

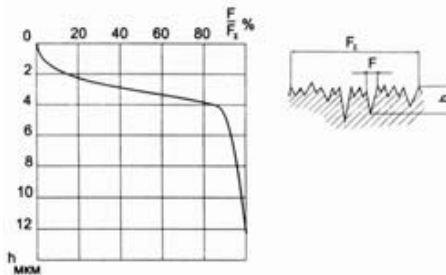


Рисунок 3 - Оцінка параметрів поверхні циліндра по кривій Аббота

Всі ці параметри розраховуються по кривій Аббота, яка, у свою чергу, будується по профілограмам поверхні. При цьому мікропрофіль поверхні циліндра, що описується кривою Аббота, залежить від характеристик вживаних абразивних брусків і режимів хонінгування, зокрема від частоти обертання хонінгувальної головки, швидкості її вертикальної подачі і тиску брусків на стінки.

Зразки, оброблені методом плосковершинного хонінгування, мали наступну поверхню: відносна опорна довжина профілю t_p - 50...70 % на рівні перетину профілю $p = 1,0...1,5 \text{ мкм}$, середня глибина рисок - 2...5 мкм, ширина - 20... 60 мкм, шорсткість між ними (масляними кишнями) - 0,5... 1,0 мкм (9 ...10 клас), максимальна глибина рисок - до 7 мкм (рис.4).



Рисунок 4 - Профіль поверхні після обробки.

Після платовершинного хонінгування поверхню покривали тонким шаром міді шляхом використання явища перенесення металу при терті. Перед обробкою поверхню знежирювали, а потім в зону фрикційного контакту при відносних швидкостях ковзання $0,3—1,35 \text{ м/с}$ і осьовій подачі інструменту $0,08—0,15 \text{ мм/об}$, створювали тиск $70—150 \text{ МПа}$, при яких інструмент переміщали уздовж оброблюваної поверхні. При цьому між взаємодіючими поверхнями в певному об'ємі із заданою періодичністю вводили змащувальний матеріал, що складається з двох частин гліцерину і однієї частини 10%-ного розчину соляної кислоти. В процесі тертя окисна плівка на поверхні сталі розпушується, поверхня мідного сплаву пластифікується і створюються умови для його схоплювання із сталлю. В процесі обробки матеріал брусків переноситься на поверхню деталі і адгезійно закріплюється на вершинах

мікрорельєфу. В результаті утворюється міцний антифрикційний шар, що грає роль твердого мастила і забезпечує високу зносостійкість і покращені протизадирні характеристики поверхні. Товщина перенесеного шару складає 1-2 мкм.

Порівняльні випробування припрацювання і зносостійкості модифікованих поверхонь з регулярним мікрорельєфом здійснювалося на машині тертя СМЦ-2 по схемі диск – колодка. Диск виготовляли із сталі 30ХГСН2А з шорсткістю Ra = 0,83 мкм без покриттів. В якості контртіла застосовувались тамплед-колодки, вирізані з гільзи циліндра, що піддавались різним методам обробки: розточування та хонінгування абразивними брусками, платовершинне хонінгування, платовершинне хонінгування з нанесенням покриття. Знос визначали за ваговою методикою. Шорсткість покриттів визначалася на приладі профілометр–профілограф моделі 201. Випробування проводили в умовах сухого та граничного тертя.

В результаті випробувань встановлено, що процес припрацювання поверхні з платовершинним хонінгуванням та нанесенням мідного покриття скорочується в порівнянні з традиційними технологіями на 30 та 50% відповідно. В сталому режимі процес характеризувався малим коефіцієнтом терті (0,05 – 0,005), що менше в 2 та 3,5 раза відповідно. Відмічено також зниження температура в результаті трибо розігріву на 30 та 60% та зниження схильності до схоплювання в умовах сухого тертя в 3 рази.

Проведено експлуатаційні випробування гільз циліндрів, оброблених по пропонованій технології. При цьому економія палива склала 2-3%, економія моторного масла 10-20%. Моторесурс двигунів збільшився на 20-30%, а зниження викиду шкідливих речовин зменшилось на 10-20%. Скорочення часу прироблення двигуна - 20-30%. Зниження рівня шуму - 1-2%.

Висновки. Підвищення трибологічних характеристик поверхонь гільз нанесенням регулярного мікрорельєфу та мідного покриття дозволило покращити експлуатаційні характеристики двигунів.

Список літератури

- 1 Шнейдер Ю. Г. Технология финишной обработки давлением: справочник.– СПб.: Политехника, 1998. -414 с.
- 2 Проволоцкий А. Е. Струйно-абразивная обработка деталей машин. -К. : Техника, 1989. - 177 с.
- 3 Чеповецкий И. Х. Триботехнология формирования поверхностей.-К.: Наука и техника, 1989.-226 с.
- 4 Гаркунов Д. Н. Триботехника (износ и безызносность). - М. : Изд-во МСХА, 2001. - 616 с.
- 5 Исупов М. Г. Повышение эксплуатационных свойств прецизионных пар трения струйно-абразивной обработкой / М. Г. Исупов, Л. Т. Крекнин // Вестник машиностроения. - 2001. - № 7. - С. 68-69.

А.Мажейка, С.Маркович, А.Савченко

Исследование трибологических характеристик модифицированных поверхностей с регулярным микрорельефом

В статье рассмотрена проблема повышения трибомеханических характеристик поверхностей благодаря созданию регулярного микрорельефа с последующим нанесением медного покрытия. Приведена технология платовершинного хонингования и нанесения покрытия, результаты исследования трибологических характеристик покрытия и эксплуатационные испытания гильз цилиндров ДВЗ.

A. Mazheyka, S. Markovich, O. Savchenko

Research of tribologichnoy descriptions of the modified surfaces with regular micro by relief

In the article the problem of increase of tribo of mechanical descriptions of surfaces is considered due to creation regular micro relief with the subsequent causing of copper coverage. Technology of plateau of the vertex honing and overcoating, results of research of tribologichnoy descriptions of coverage and operating tests of shells of cylinders of engines, treated on the offered technology, is resulted.

Одержано 23.12.09

УДК 621.793.620.172

Л. А. Лопата, доц., канд. техн. наук

Національний авіаційний університет, Київ, Україна,

Н.А. Долгов, ст. наук. сотр., канд. техн. наук

Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина,

Е.Е. Кожевникова, ст. преподаватель

Одесская национальная морская академия, Одесса, Украина

С.А. Довжук, инженер, *Кировоградский национальный технический университет*

Условие адгезионно-когезионной равнопрочности покрытий при упрочнении деталей машин электроконтактным припеканием

Предложен подход, позволяющий аналитически определить условия оптимального соотношения адгезионной и когезионной прочности для двухслойных покрытий при упрочнении деталей сельскохозяйственных машин электроконтактным припеканием композиционных материалов.

износ деталей, покрытие, основа, адгезионная и когезионная прочность, критерий, электроконтактное припекание, условие равнопрочности

Введение. Современная техника работает в широком диапазоне изнашивающих сред. Износ является одной из главных причин выхода из строя деталей машин. Повышение износостойкости деталей связано с решением задачи повышения их долговечности. Повышение долговечности и надежности деталей, работающих в условиях различного вида изнашивания (абразивного, адгезионного, коррозионного и т.п.), знакопеременных циклических или ударных нагрузок, всегда было актуальной задачей. Одним из путей решения такой задачи является создание на рабочих поверхностях деталей покрытий с повышенной твердостью и износостойкостью в совокупности с достижением (сохранением) высокой пластичности и вязкости зоны соединения покрытия с основным металлом. Из традиционных способов поверхностного упрочнения наиболее распространены цементация, закалка ТВЧ, газотермическое напыление, гальванические покрытия. Покрытия, полученные перечисленными технологиями, имеют недостатки при высоких контактных нагрузках. Технология ЭКП обеспечивает уровень адгезионной и когезионной прочности покрытий 180...220 МПа. Подобные значения недостижимы иными альтернативными способами нанесения покрытий. Достоинствами ЭКП является минимум управляемых технологических параметров (сила тока, длительность импульсов тока и пауз, давление на электроде, скорость перемещения электрода), что обеспечивает управляемость и воспроизводимость свойств. Обработываемая деталь не нагревается свыше 60...80⁰С, не требуется каких-либо технологических сред. Технология ЭКП относится к категории «холодных», «сухих», ресурсосберегающих и экологически чистых [1 - 2], что особенно актуально в настоящее время.

Для нанесения износостойких покрытий на рабочих поверхностях деталей используется электроконтактное припекание (ЭКП) композиционных материалов [1-2]. Использование композиционных материалов и покрытий в технологических процессах восстановления деталей сельскохозяйственной техники является одним из новых направлений повышения качества деталей. При восстановлении деталей

сельскохозяйственной техники наиболее эффективны в настоящее время покрытия с различными сочетаниями таких компонентов, как металл-керамика и металл-полимер. Техническая керамика находит все большее применение в сельскохозяйственном машиностроении и ремонтном производстве при изготовлении деталей тракторов и автомобилей, быстроизнашивающихся рабочих органов сельскохозяйственных машин, для нанесения в виде покрытий

Для корректного и достоверного определения прочностных характеристик системы основа-покрытие при упрочнении рабочих поверхностей деталей сельскохозяйственной техники электроконтактном припекании (ЭКП) следует учитывать напряжения, возникающие в покрытии, основе и плоскости адгезионного контакта. Для установления причин разрушения покрытий, полученных ЭКП, в процессе эксплуатации и прогнозирования их ресурса необходимо знать напряженное состояние (НС). Поэтому исследование напряжений, вызывающих отслоение и растрескивание покрытий при повышении ресурса деталей сельскохозяйственной техники электроконтактном припекании весьма актуальная научная задача.

Постановка задачи. Важным фактором при решении задач эффективного использования износостойких покрытий является соотношение между прочностью сцепления с основой и когезионной прочностью покрытия. В работе [3] отмечено, что не всегда повышение когезии приводит к росту адгезии и наоборот. При этом подчеркивается, что излишнее упрочнение одного звена приводит порой к ослаблению системы как единого целого. Другими словами, адгезионная и когезионная прочность покрытия должны находиться в оптимальном соотношении между собой, достигнув одновременно своего предельного значения на одном уровне критической деформации основы. Для определения оптимального соотношения адгезионной и когезионной прочности покрытий был предложен критерий адгезионно-когезионной равнопрочности [4]. Суть критерия состоит в том, что оптимальное с точки зрения прочности покрытие должно отслаиваться и растрескиваться одновременно. При ЭКП покрытие можно рассматривать как двухслойное, в котором промежуточный диффузионный слой (рис.1) отличается по структуре, составу и свойствам [5]. В настоящее время отсутствуют данные по определению критерия адгезионно-когезионной равнопрочности покрытий при электроконтактном припекании [6].

Поэтому целью данной работы является определение условий адгезионно-когезионной равнопрочности покрытий при электроконтактном припекании.

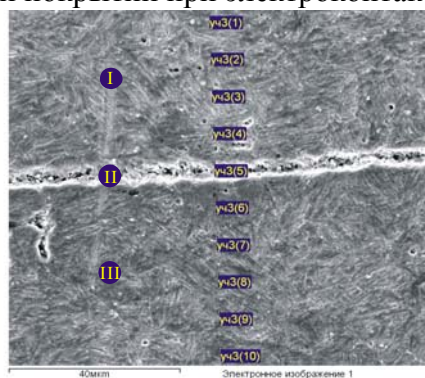


Рисунок 1- Микроструктура покрытий, полученных электроконтактным припеканием. Материал покрытия: (а), (б) ПГ-СР4; (в) ПГ-С1; и (г) 70% ПГ-СР4 и 30% ФХ-800 (табл.1)

Методика исследований. Исследование микроструктуры проводилось на нетравленных и травленных шлифах на световом микроскопе «MeF-3» фирмы "Reichert" (Австрия) при увеличении $\times 100$, $\times 200$, $\times 500$. В качестве материала покрытия использовались порошки ПГ-СР4 ГОСТ 21448-76; ФХ-800 ГОСТ 4757-67; ПГ-С1 ГОСТ

21448-75. Технологія ЕКП реалізувалась на спеціальній установці, розробленої на базі зварочного обладнання. Технологічні режими: сила току, тривалість імпульсу і паузи між імпульсами, тиск на електроді. Для ряду систем основа-покрива визначались міцнісні характеристики. Еластичні властивості покриттів, адгезійну і когезійну міцність визначали при розтягненні зразка з покриттям за методикою, запропонованою в роботі [7]. Експериментальні дослідження проводились на плоских стандартних металевих зразках на розтягнення, використовуваних як основа. Покрива, нанесене симетрично на верхню і нижню поверхню металевої основи, займало частину робочої довжини зразка.

Результати досліджень. Відомі різні підходи для оцінки напруженого стану в покритті при руйнуванні основи зовнішніми силами. За основу приймемо моделі, наведені в роботі [8]. Розрахункова схема наведена на рис.2. При розтягненні зовнішньої навантаження P_1 пластини з нанесеним двохстороннім двохшарним покриттям напруження в шарі передаються через адгезійний контакт. Особливість розрахункової схеми – наявність двох характеристик адгезійної міцності (τ_1 – адгезійна міцність при зсуві основи і дифузійного підшару, τ_2 – адгезійна міцність дифузійного підшару і зовнішнього шару) і двох параметрів когезійної міцності (σ_{k2} – міцність дифузійного підшару, σ_{k3} – міцність зовнішнього шару покриття). Касателісні напруження в площині адгезійного контакту τ_1 і τ_2 в довільному перерізі з координатою z можна знайти з виражень:

$$\tau_1 = \frac{S_1 \cos^2 \beta \cdot \varepsilon_0 \cdot shk_1 z}{k_1 ch k_1 l} + \frac{S_2 \sin^2 \beta \cdot \varepsilon_0 \cdot shk_2 z}{k_2 ch k_2 l};$$

$$\tau_2 = \frac{\sqrt{S_1 S_2} \sin \beta \cos \beta \cdot \varepsilon_0 \cdot shk_1 z}{k_1 ch k_1 l} - \frac{\sqrt{S_1 S_2} \sin \beta \cdot \varepsilon_0 \cdot shk_2 z}{k_2 ch k_2 l}, \quad (1)$$

де

$$S_1 = \frac{2}{\left(\frac{H}{G_1} + \frac{h_2}{G_2}\right)}; \quad (2)$$

$$S_2 = \frac{2}{\left(\frac{h_2}{G_2} + \frac{h_3}{G_3}\right)}; \quad (3)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(S_1 t C_{11} + S_2 t C_{22} + \sqrt{(S_1 t C_{11} - S_2 t C_{22})^2 + 4 C_{12}^2 S_1 S_2 t^2} \right)}; \quad (4)$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(2 S_1 t C_{11} + 2 S_2 t C_{22} - 2 \sqrt{(S_1 t C_{11} + S_2 t C_{22})^2 - 4 S_1 S_2 t^2 (C_{11} C_{22} - C_{12}^2)} \right)}; \quad (5)$$

де G_1, G_2 – модулі зсуву основи 1 і підшару 2 відповідно.

Величина ε_0 дорівнює:

$$\varepsilon_0 = -\frac{P_1}{E_1 F_1}, \quad (6)$$

де P_1 – зовнішня сила, прикладена до основи;

E_1 – модуль еластичності основи;

F_1 – площа поперечного перерізу основи.

Величини C_{11}, C_{12}, C_{21} і C_{22} рівні, відповідно:

$$C_{11} = \frac{2}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2}; \quad C_{12} = \frac{1}{E_2 F_2}; \quad C_{21} = \frac{1}{E_2 F_2}; \quad C_{22} = \frac{1}{E_2 F_2} + \frac{1}{E_3 F_3}, \quad (7)$$

где E_2, E_3 - модули упругости слоев 2 и 3 соответственно;

F_2, F_3 - площади поперечного сечения слоев 2 и 3 соответственно.

Площади поперечных сечений вычисляются из следующих выражений:

$$F_1 = 2H \cdot t; \quad (8)$$

$$F_2 = h_2 \cdot t; \quad (9)$$

$$F_3 = h_3 \cdot t, \quad (10)$$

где $2H$ - толщина основы;

h_2, h_3 - толщина подслоя 2 и слоя 3 соответственно;

t - ширина основы и покрытия.

Нормальные напряжения σ_2 в подслое 2 и нормальные напряжения σ_3 в слое 3 равны соответственно:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F_2}; \quad (11)$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{F_3}, \quad (12)$$

где N_2 - продольная сила в подслое 2;

N_3 - продольная сила в слое 3.

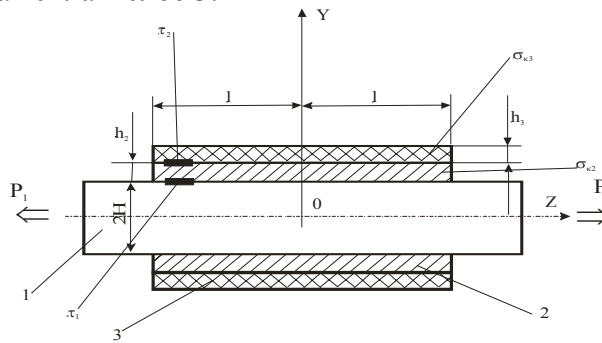


Рисунок 2 - Исходная расчетная схема образца с двухслойным покрытием

В покрытии продольные силы таковы:

$$N_2 = Q_1 - Q_2; \quad (13)$$

$$N_3 = Q_2, \quad (14)$$

где Q_1 и Q_2 – поперечные силы.

$$Q_1 = \frac{S_1 t \cos^2 \beta \cdot \varepsilon_0}{k_1^2} \left(\frac{ch k_1 z}{ch k_1 l} - 1 \right) + \frac{S_1 t \sin^2 \beta \cdot \varepsilon_0}{k_2^2} \left(\frac{ch k_2 z}{ch k_2 l} - 1 \right); \quad (15)$$

$$Q_2 = \frac{\sqrt{S_1 S_2} t \sin \beta \cos \beta \cdot \varepsilon_0}{k_1^2} \left(\frac{ch k_1 z}{ch k_1 l} - 1 \right) - \frac{\sqrt{S_1 S_2} t \sin \beta \cdot \varepsilon_0}{k_2^2} \left(\frac{ch k_2 z}{ch k_2 l} - 1 \right). \quad (16)$$

Анализ выражений (2-7) показывает, что максимальные нормальные напряжения в покрытии $\sigma_{max2}, \sigma_{max3}$ возникают в точке $z = 0$

$$Q_1(0) = \frac{S_1 t \cos^2 \beta \cdot \varepsilon_0}{k_1^2} \left(\frac{1}{ch k_1 l} - 1 \right) + \frac{S_1 t \sin^2 \beta \cdot \varepsilon_0}{k_2^2} \left(\frac{1}{ch k_2 l} - 1 \right); \quad (17)$$

$$Q_2(0) = \frac{\sqrt{S_1 S_2} t \sin \beta \cos \beta \cdot \varepsilon_0}{k_1^2} \left(\frac{1}{ch k_1 l} - 1 \right) - \frac{\sqrt{S_1 S_2} t \sin \beta \cdot \varepsilon_0}{k_2^2} \left(\frac{1}{ch k_2 l} - 1 \right); \quad (18)$$

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_2(0) = \frac{Q_1(0) - Q_2(0)}{F_2};$$

$$\sigma_{\max 3} = \sigma_3(0) = \frac{Q_2(0)}{F_3}.$$

Появление трещины в одном из слоев покрытия происходит при достижении максимальными нормальными напряжениями когезионной прочности, т.е. при увеличении внешней растягивающей деформации ε_0 до значения ε_{02} или ε_{03} .

$$\varepsilon_{02} = \frac{1}{\sqrt{S_1} \cdot t} \cdot \sigma_{\text{ен}2} \cdot F_2 \left[\sqrt{S_1} \left(\frac{\cos^2 \beta}{k_1^2} + \frac{\sin^2 \beta}{k_2^2} \right) + \sqrt{S_2} \sin \beta \cos \beta \left(\frac{1}{k_2^2} - \frac{1}{k_1^2} \right) \right]^{-1}; \quad (19)$$

$$\varepsilon_{03} = \frac{1}{\sqrt{S_1 S_2} \cdot t \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta} \cdot \sigma_{\text{ен}3} \cdot F_3 [k_2^2 - k_1^2], \quad (20)$$

где $\sigma_{\text{ен}2}$ - когезионная прочность подслоя 2;

$\sigma_{\text{ен}3}$ - когезионная прочность слоя 3.

Появление последующих трещин произойдет, когда уровень максимальных нормальных напряжений на фрагментированных участках покрытия достигнет величины когезионной прочности, т.е. при дальнейшем увеличении внешней растягивающей деформации. При этом произойдет многократное растрескивание покрытия, что неоднократно наблюдалось на практике [9,10].

В работе [11] отмечено, что трещина в покрытии вызывает появление пиков касательных напряжений в плоскости адгезионного контакта, которые могут привести к отслоению покрытия. Максимальные касательные напряжения возникают при $z = 1$ и равны соответственно

$$\tau_{\max 1} = \varepsilon_0 S_1 \left(\frac{\cos^2 \beta}{k_1} + \frac{\sin^2 \beta}{k_2} \right); \quad (21)$$

$$\tau_{\max 2} = \varepsilon_0 \sqrt{S_1 S_2} \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta \cdot \left(\frac{1}{k_1} - \frac{1}{k_2} \right).$$

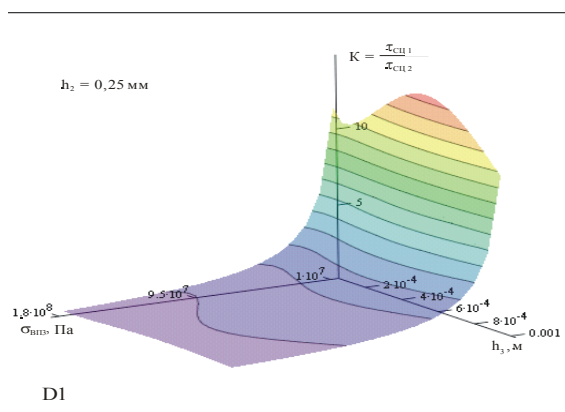
Таким образом, условия адгезионно-когезионной равнопрочности двухслойного покрытия для подслоя и внешнего слоя, полученные из выражений (9) и (10) имеет вид:

$$\tau_{\text{ц}1} = \sigma_{\text{ен}2} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot h_2 \left[\left(\frac{\cos^2 \beta \cdot k_2^2 + \sin^2 \beta \cdot k_1^2}{\cos^2 \beta \cdot k_2 + \sin^2 \beta \cdot k_1} \right) + \sqrt{\frac{S_2}{S_1}} \left(\frac{\sin \beta \cos \beta (k_1^2 - k_2^2)}{\cos^2 \beta \cdot k_2 + \sin^2 \beta \cdot k_1} \right) \right]^{-1}; \quad (22)$$

$$\tau_{\text{ц}2} = \sigma_{\text{ен}3} \cdot h_3 \cdot (k_2^2 - k_1^2) \cdot \left(\frac{1}{k_1} - \frac{1}{k_2} \right). \quad (23)$$

Выражения (22) и (23) позволяют определить величину минимальной адгезионной прочности $\tau_{\text{ц}1}$ и $\tau_{\text{ц}2}$, при которой не происходит преждевременного отслоение двухслойного покрытия до исчерпания запаса когезионной прочности его слоев.

Условие адгезионно-когезионной равнопрочности из выражений (22) и (23) определяет значения $\tau_{\text{ц}1}$, $\tau_{\text{ц}2}$, $\sigma_{\text{вп}2}$ и $\sigma_{\text{вп}3}$, которые при заданной величине деформации основы ε_0 достигают своих пределов прочности. Иначе говоря, на одном условии ε_0 происходит одновременное адгезионное отслоение и когезионное растрескивание как диффузионного подслоя, так и внешнего слоя покрытия. На рисунке показана зависимость коэффициента $K = \tau_{\text{ц}2} / \tau_{\text{ц}1}$ как функции толщины.


 Рисунок 2 - Зависимость коэффициента $K = \tau_{c12} / \tau_{c11}$ как функции толщины покрытия

Экспериментальная проверка проводилась на покрытиях, получаемых по двум различным технологиям. Результаты испытаний, проведенных по методике [7], приведены в таблице 1. Толщина металлических образцов на растяжение составляла $2H=5\text{мм}$, длина покрытия $l = 20\text{мм}$, ширина $t = 10\text{мм}$.

Таблица 1 - Геометрические и упругие свойства покрытий

Геометрические, упругие и прочностные характеристики покрытий	Технология основная (ЭКПП)	Технология альтернативная (напыление)
h_2 , мм	0,02	2
h_3 , мм	1,5	1,5
E_1 , ГПа	209	209
E_2 , ГПа	135	60
E_3 , ГПа	60	60
$\sigma_{вп2}$, МПа	180	70
$\sigma_{вп3}$, МПа	200	70
τ_1 , МПа	190	80
τ_2 , МПа	210	80

Сравнивались адгезионно-когезионная равнопрочность покрытий, получаемых по двум различным технологиям. Основная технология - электроконтактное припекание, альтернативная технология – газопламенное напыление. Толщины покрытий и их упругие свойства при расчетах принимались в соответствии с результатами работ [11]. При растяжении образца на разрывной машине определялись адгезионная и когезионная прочностности покрытия по методике, предложенной в работе [11]. Полученные значения адгезионной и когезионной прочностности приведены в таблице 2.

Полученные значения оптимальной адгезионной прочностности приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Оптимальная адгезионная прочность

Адгезионная прочность	Технология - электроконтактное припекание			Альтернативная технология – газопламенное напыление
	Расчетные значения	Экспериментальные значения	Расчетные значения	Экспериментальные значения
$\tau_{сц1}$, Мпа	200 – 220	180 – 210	98 – 100	75 – 87
$\tau_{сц2}$, Мпа	190 – 200	170 – 187	89 – 95	72 – 78

Заключение. Проанализированное напряженное состояние системы основа-покрытие при электроконтактном припекании. Получены аналитические зависимости для определения величины касательных и нормальных напряжений в покрытии при ЭКП, зависящие как от упругих свойств основы и покрытия, так и от их геометрических размеров. Изменение упругих свойств и геометрических размеров покрытий может привести как к понижению, так и к повышению уровня напряжений в них.

Список литературы

1. Ярошевич В.К. Электроконтактное упрочнение / Ярошевич В.К., Генкин Я.С., Верещагин В.А. - Минск: Наука и техника, 1982.-256 с.
2. Корж В.Н. Управление качеством поверхности механотермическим методом электроконтактного упрочнения. / Корж В.Н., Лопата Л.А. // Тематический сборник «Материалы, технологии и оборудование для восстановления деталей машин». Мн.: УП «Технопринт», Новополоцк, ПГУ, 2003.- С. 252-254.
3. Ляшенко Б.А., Необходимо ли всегда повышать адгезионную прочность покрытий? / Ляшенко Б.А., Цыгулев О.В, Кузнецов П.Б. // Проблемы прочности.– 1987.– № 5.– С. 69-73
4. Уманский Э.С. Условия адгезионной и когезионной равнопрочности жаростойких покрытий / Уманский Э.С., Ляшенко Б.А. // Космические исследования на Украине. - 1975.-Вып. 6.-С.58-64
5. Лопата Л.А. Влияние аномального массопереноса на адгезионную прочность порошковых покрытий при электроконтактном припекании. / Л.А. Лопата. // Вісник Черкаського національного технічного університету.– 2007.– Вип.117, серія фіз-мат. наук. - С.87-94..
6. Долгов Н.А. / Н.А. Долгов. Определение напряжений в двухслойном покрытии. // Проблемы прочности.– 2005.– №4.–С.121-132.
7. Ляшенко Б.А. Методика определения механических характеристик композиции металл-защитное покрытие / Б.А.Ляшенко, С.Ю.Шаривкер, О.В.Цыгулев и др. // Проблемы прочности.-1989.-№8.- С.113-115.
8. Антонова Е.А., Особенности разрушения металлокерамических и ситалловых покрытий / Антонова Е.А., Бурькова Л.И., Певзнер Б.З. // Температуроустойчивые покрытия. -Л.: Наука, 1985.-С.65-70.
9. Mezin A. Aspects statistiques de la multifissuration unidirectionnelle des revetements// Actametall. mater.-1995.-V.43, No.8.-P.3151-3157. Stjernberg K.G. Fracture toughness of TiC-coated cemented carbides// Met. Sci. and Eng.-1980.-V.14, No5.-P.189-192.
10. Долгов Н.А. Влияние различия характеристик упругости основы и покрытия на напряженно-деформированное состояние композиции. / Долгов Н.А, Ляшенко Б.А., Рушицкий Я.Я. и др. Сообщ. 2. Распределение напряжений растяжения в покрытии // Проблемы прочности.–1996.– №5.–С.63-67.
11. Санжаровский А.Г. Методы определения механических и адгезионных свойств полиамидных покрытий. / Санжаровский А.Г. -М.: Наука, 1974.-115с.

Л. Лопата, Н. Борзів, Е. Кожевникова, С. Довжук

Умова адгезійно-когезійної рівномірності покриттів при зміцненні деталей машин електроконтактним припеканням

Запропонований підхід, який дозволяє аналітично визначити умови оптимального співвідношення адгезійної і когезійної міцності для двошарового покриття при зміцненні деталей машин електроконтактним припіканням композиційних матеріалів.

L. Lopata, N. Borgiv, E. Kozhevnikova, S. Dovguk

Condition of adhesive and cohesive durability coverages at strengthening of details of machines by electro-contact cauterization

Offered approach, allowing analytically to define the terms of optimum correlation of adhesive and cohesive durability for bilayer coverages at work-hardening of details of agricultural machines electrocontact burning of composition materials.

Одержано 10.11.09

УДК 621.311.1

А.Е. Орлович, проф., канд. техн. наук, А.И. Котыш, доц., канд. техн. наук, О.В. Спивак

Кировоградский национальный технический университет

Определение параметров микроклимата в комплектных распределительных устройствах наружной установки для предотвращения аварийности их работы

В статье произведены теоретические исследования условий работы комплектных распределительных устройствах наружной установки, а также параметров микроклимата в них. Определены оптимальные условия работы автоматизированного обогрева.

комплектное распредустройство, микроклимат, обогрев, температура, влажность

В системах приема и распределения электроэнергии для сельскохозяйственных потребителей важное место занимают распределительные устройства. В современных сельских электрических сетях напряжением 6-10 кВ преимущественное распространение получили комплектные распределительные устройства наружной установки (КРУН), применяемые в составе трансформаторных подстанций 35/6-10 кВ, 110-150/6-10 кВ типов (К-59, К-69, КРЗ-10, КРПЗ-10, КРЗД-10). Отказ от строительства зданий, в которых размещались закрытые распредустройства (ЗРУ) и переход на применение шкафов стационарно установленным оборудованием обеспечили большой экономический эффект за счет значительного сокращения объема строительных работ. Однако электрооборудование КРУН оказалось менее защищенным от воздействия окружающей среды, чем в ЗРУ. Основной причиной аварий в КРУН являются перекрытия загрязненных изоляторов при их увлажнении, которые в общем числе отказов составляют 30-70 % [1,2].

Действенным средством обеспечения нормальной эксплуатации изоляторов КРУН может служить регулирование микроклимата в шкафах. Однако отсутствие в большинстве КРУН устройств автоматизированного обогрева вызывает повышенный

Запропонований підхід, який дозволяє аналітично визначити умови оптимального співвідношення адгезійної і когезійної міцності для двошарового покриття при зміцненні деталей машин електроконтактним припіканням композиційних матеріалів.

L. Lopata, N. Borgiv, E. Kozhevnikova, S. Dovguk

Condition of adhesive and cohesive durability coverages at strengthening of details of machines by electro-contact cauterization

Offered approach, allowing analytically to define the terms of optimum correlation of adhesive and cohesive durability for bilayer coverages at work-hardening of details of agricultural machines electrocontact burning of composition materials.

Одержано 10.11.09

УДК 621.311.1

А.Е. Орлович, проф., канд. техн. наук, А.И. Котыш, доц., канд. техн. наук, О.В. Спивак

Кировоградский национальный технический университет

Определение параметров микроклимата в комплектных распределительных устройствах наружной установки для предотвращения аварийности их работы

В статье произведены теоретические исследования условий работы комплектных распределительных устройствах наружной установки, а также параметров микроклимата в них. Определены оптимальные условия работы автоматизированного обогрева.

комплектное распродустройство, микроклимат, обогрев, температура, влажность

В системах приема и распределения электроэнергии для сельскохозяйственных потребителей важное место занимают распределительные устройства. В современных сельских электрических сетях напряжением 6-10 кВ преимущественное распространение получили комплектные распределительные устройства наружной установки (КРУН), применяемые в составе трансформаторных подстанций 35/6-10 кВ, 110-150/6-10 кВ типов (К-59, К-69, КРЗ-10, КРПЗ-10, КРЗД-10). Отказ от строительства зданий, в которых размещались закрытые распродустройства (ЗРУ) и переход на применение шкафов стационарно установленным оборудованием обеспечили большой экономический эффект за счет значительного сокращения объема строительных работ. Однако электрооборудование КРУН оказалось менее защищенным от воздействия окружающей среды, чем в ЗРУ. Основной причиной аварий в КРУН являются перекрытия загрязненных изоляторов при их увлажнении, которые в общем числе отказов составляют 30-70 % [1,2].

Действенным средством обеспечения нормальной эксплуатации изоляторов КРУН может служить регулирование микроклимата в шкафах. Однако отсутствие в большинстве КРУН устройств автоматизированного обогрева вызывает повышенный

расход электроэнергии (мощность нагревательных элементов в шкафу 1 кВт) [3]. Существующие же в настоящее время устройства автоматизированного обогрева недостаточно экономичны и не во всех случаях предотвращают увлажнения изоляторов [4].

Обогрев шкафов КРУН, так же как и чистка изоляторов, является традиционным средством предотвращения перекрытий. Увлажнению изоляторов способствует недостаточная герметичность мест крепления проходных изоляторов наружной установки, наличие проемов в нижней части шкафов и установка их над кабельным каналом, где скапливается влага, проникновение влаги через щели в крыше, стенах шкафов, нарушение герметичности из-за старения резиновых уплотнений и т.д. При включении нагревательных элементов относительная влажность в КРУН снижается. Управление нагревательными элементами производится вручную или устройствами автоматического регулирования микроклимата.

При оперативном управлении режимом работы системы обогрева КРУН, а также для моделирования способов управления автоматизированным обогревом на ПК необходимо иметь зависимости параметров микроклимата, а именно температуры воздуха в ячейке

$$t_B = t_1(\tau). \quad (1)$$

Поэтому целью данной работы является поиск теоретическим путем зависимости (1).

Уравнение теплового баланса КРУН имеет вид

$$Q_p + Q_{нэ} + Q_{тч} - Q_{ст} - Q_B = 0, \quad (2)$$

где Q_p - количество тепла, получаемое КРУН вследствие солнечной радиации;

$Q_{нэ}$ - количество тепла, выделяемое нагревательными элементами;

$Q_{тч}$ - количество тепла, выделяемое токоведущими частями;

$Q_{ст}$ - количество тепла, теряемого через стенки КРУН;

Q_B - количество тепла, теряемое через щели и отверстия.

Тепловой баланс изолятора, находящегося в КРУН включает теплообмен с окружающим воздухом, стенками шкафа и электрооборудованием, теплообмен с металлическими опорами, скрытую теплоту конденсации водяного пара, тепловыделения за счет тока утечки находящегося под напряжением изолятора и т.д.

Анализ возможных практических ситуаций выпадения росы на изоляции КРУН показывает, что можно пренебречь рядом второстепенных факторов и тем самым значительно упростить ход решения поставленных задач. В частности, можно ввести следующие допущения: $Q_p = 0$, что справедливо для ночных и утренних часов, когда наиболее вероятно выпадение росы.

$Q_{тч} = 0$, т.к. ток нагрузки в ночные и утренние часы не вызывает сколько-нибудь заметные тепловыделения, наиболее характерно это для сельскохозяйственных сетей. Теплоотдачей на землю по сравнению с теплоотдачей в атмосферу можно пренебречь.

Таким образом, уравнение теплового баланса КРУН с учетом допущений (2) имеет вид

$$Q_{нэ} - Q_{ст} - Q_B = 0.$$

Теплопотери через стенки шкафа КРУН определяются как

$$Q_{ст} = KF_s \Delta t, \quad (3)$$

где K - коэффициент теплопередачи, определяемый в соответствии с выражением

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\Delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_H}},$$

α_B и α_H - соответственно коэффициенты теплоотдачи внутренней и наружной поверхности стен;

λ_{cm} - коэффициент теплопроводности стенок;

Δ - толщина стенки;

$F_{\text{э}}$ – эквивалентная площадь поверхности шкафа,

$$F_{\text{э}} = \frac{F}{n_{\text{ш}}},$$

F - площадь секции КРУН;

n - количество шкафов в секции;

Δt - разность температур воздуха внутри шкафа КРУН t_{BB} и снаружи t_n .

Теплопотери через щели и отверстия шкафа КРУН определяются как [5]

$$Q_{\text{в}} = B_B V_{\text{ш}} C_p \rho \Delta t, \quad (4)$$

где B_B - кратность воздухообмена;

$V_{\text{ш}}$ - объем шкафа КРУН;

C_p - удельная теплоемкость воздуха.

Скорость изменения температуры воздуха в объеме шкафа пропорциональна количеству тепла теряемого через стенки, путем фильтрации и для случая, когда нагревательные элементы отключены, может быть описана следующим выражением

$$C_p \rho V_{\text{ш}} \frac{dt_{BB}}{d\tau} = -[RF_{\text{э}}(t_{\text{вв}} - t_{\text{сн}}) + B_B V_{\text{ш}} C_p \rho (t_{BB} - t_{\text{сн}})]$$

или

$$\frac{dt_{BB}}{d\tau} + \frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} t_{BB} = \frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} t_{\text{сн}}, \quad (5)$$

где $Z = KF_{\text{э}} + B_B V_{\text{ш}} C_p \rho$.

Уравнение (5) представляет собой дифференциальное линейное уравнение первого порядка, общее решение которого может быть представлено в виде

$$Y = \frac{B_1}{a_1} + C_1 e^{-a_1 \tau},$$

$$a_1 = \frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}}, \quad B_1 = \frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} \tau,$$

то есть

$$t_{BB} = t_{CH} + C'' e^{-\frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} \tau}. \quad (6)$$

При $\tau = 0$ температура воздуха в шкафу КРУН равна начальной температуре, $t_{\text{вв}} = t_{\text{вн}}$. При этих условиях $C'' = t_{CH} - t_{BH}$ и частное решение уравнения (6) имеет следующий вид

$$t_{BB} = t_{CH} + (t_{BH} - t_{CH}) e^{-\frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} \tau}. \quad (7)$$

При работе нагревательных элементов можно записать

$$\frac{dt_{BB}}{d\tau} + \frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} t_{BB} = \frac{Q_{HЭ}}{C_p \rho V_{\text{ш}}} + \frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} t_{CH}. \quad (8)$$

Общее решение уравнения (8) имеет вид

$$t_{BB} = \frac{Q_{HЭ} + Z t_{CH}}{C_p \rho V_{\text{ш}}} + C''' e^{-\frac{Z}{C_p \rho V_{\text{ш}}} \tau}.$$

При $\tau = 0$, $t_{BH} = t_{BB}$, тоді $C''' = t_{BH} - t_{CH} - \frac{Q_{HЭ}}{Z}$.

Частное решение уравнения (8) будет выглядеть таким образом:

$$t = t_{CH} + (t_{BH} - t_{CH})e^{-\frac{Z}{C_p \rho V_{ш}} \tau} + \frac{Q_{HЭ}}{Z}(1 - e^{-\frac{Z}{C_p \rho V_{ш}} \tau}). \quad (9)$$

Для решения задач оперативного управления режимом работы системы обогрева КРУН в формуле (9), с целью ее упрощения, можно принять $t_{CH} = t_{BH}$. Тогда уравнение (9) преобразуется в следующее

$$t_{BB} = t_{BH} + \frac{Q_{HЭ}}{Z}(1 - e^{-\frac{Z}{C_p \rho V_{ш}} \tau}). \quad (10)$$

Анализ выражений (9, 10) показал, что исключение из выражения (9) второго члена приводит к погрешности определения t_{BB} не превышающей 1,5 % (в диапазоне изменения 0...15°C), увеличивая τ_0 , что в конечном итоге повышает надежность предотвращения росы.

Таким образом, полученная зависимость, определяющая режим работы системы обогрева КРУН пригодна для программно-аппаратной реализации предложенного способа и может быть использована при настройке устройств контроля микроклимата в КРУН.

Список литературы

1. Калинин Е.В., Дьячков В.С., Млынчик И.С. Характеристики изоляции КРУН при повышенной влажности //Электрические станции. – 1973. - №9.– С. 51-56.
2. Млынчик И.С. Повышение надежности комплектных распределительных устройств наружной установки // Электрические станции. – 1987. - №4. –С. 55-59.
3. Дорошев К.И. Комплектные распределительные устройства 6-35 кВ. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 376 С.
4. Будзко И.А., Селивахин А.И., Орлович А.Е., Винаров А.З., Козырев И.Н. Контроль увлажнения элементов конструкции КРУН для повышения их надежной работы //Доклады ВАСХНИЛ. – 1986. №10. – С. 38-40.
5. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ.М: Атомиздат, 1979. – 212 С.

А. Орлович, А. Котыш, О. Співак

Визначення параметрів мікроклімату в комплектних розподільних пристроях зовнішньої установки для запобігання аварійності їх роботи

В статті проведені теоретичні дослідження умов роботи комплектних розподільних пристроїв зовнішньої установки, а також параметрів мікроклімату в них. Були визначені оптимальні умови роботи автоматизованого обігріву.

A. Orlovich, A. Kotysh, O. Spivak

Determination of parameters of microclimate in the complete distributive devices of outward fluidizer prevention of accident rate of their work

In the article theoretical researches of terms of work are produced complete distributive devices of the outward setting, and also parameters of microclimate in them. The optimum terms of work of the automated heating are definite.

Одержано 26.11.09

УДК 621.9.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, І.А. Валявський, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою

В статті розглянуто особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою, основні модулі, запропоновано регламентацію конструктивних параметрів з'єднувальних фланців кінематичних ланок, несучої системи та виконавчого органу верстатів з паралельною кінематикою. **верстат, гексапод, верстат з паралельною кінематикою, модуль, фланець, кінематична ланка**

Модульне виконання конструкцій верстатів з паралельною кінематикою (ВПК) є найбільш прогресивним. Таке виконання дозволяє створювати ВПК за найбільш короткий час при мінімальній їх вартості. Це, в першу чергу, визначається малою кількістю складових частин (модулів), які формують різноманітні конструкції. До них слід віднести:

- кінематичні ланки (штанги) з приводами (мехатронні вузли);
- опорні вузли;
- платформи (рухомі та нерухомі);
- виконуючий (робочий) вузол.

Якщо сформувати цю елементну базу, то можна швидко складати верстати з комплекту визначених модулів згідно їх цільового призначення. Для цього потрібно мати регламентацію їх конструктивних параметрів. Найбільш доцільно це вирішити на основі використання базового стандарту «ГОСТ 6636-69 (СТ СЭВ 514-77). Нормальные линейные размеры». Даний стандарт широко використовується для регламентації основних параметрів різного обладнання, в тому числі і металорізальних верстатів, їх технологічного оснащення тощо. За цим стандартом визначаються розміри довжин, діаметрів, висот і т. ін. по переважним геометричним рядам R5, R10, R20, R40. При цьому першість повинна надаватись рядам з більш великою градацією. Таким чином, модульну будову конструкцій ВПК також доцільно виконувати на основі відзначеного стандарту. Для цього потрібно визначити основні параметри кожного модуля і їх градацію. Так, рухомі ланки (рис. 1) оцінюються наступними розмірами:

- $l_{\text{шн}}$, $l_{\text{шр}}$ – довжина нерухомої та рухомої частин кінематичної ланки;
- $d_{\text{шн}}$, $d_{\text{шр}}$ – діаметр нерухомої та рухомої частини кінематичної ланки;
- $l_{\text{о}}$, $l_{\text{ор}}$, $l_{\text{он}}$ – загальна довжина опори та її рухомої і нерухомої частин;
- $l_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$ – довжина та діаметр основних частин приводу;
- $L_{\text{ш.мак}}$, $L_{\text{ш.мін}}$ – максимальна та мінімальна довжина кінематичної ланки;
- $L_{\text{шр}}$ – величина руху кінематичної ланки.

Наведена схема є спрощеним представленням кінематичної ланки, на якій показано її принципове виконання з позначенням розмірів.

За основу вибору параметрів кінематичних ланок слід приймати величину їх переміщення ($L_{\text{шр}}$), що зв'язано з технічним призначенням ВПК, та діаметр рухомої частини ($d_{\text{шр}}$) як складову, що визначає особливості конструктивного виконання кінематичних ланок. Їх градацію доцільно приймати за рядами R5 (основний) та R10 (додатковий) (табл. 1).

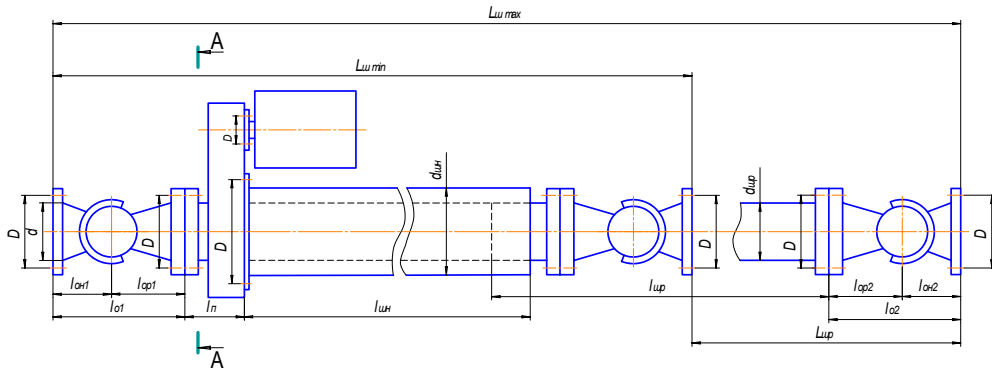


Рисунок 1 – Конструктивна схема та основні розміри кінематичної ланки

Наведену градацію можна продовжувати як в меншу, так і, особливо, в більшу сторону. Згідно прийнятих параметрів ($L_{шп}$, $d_{шп}$) та з урахуванням особливостей конструктивного виконання кінематичних ланок та приводу вибираються розміри їх нерухомої частини ($l_{шн}$, $d_{шн}$). Так як вони більш обмежені особливостями конструктивного виконання, то для можливого зменшення розмірів нерухомої частини кінематичних ланок ($l_{шн}$, $d_{шн}$), їх градацію доцільно вибирати за рядами:

- R10 (основний ряд із знаменником 1,25);
- R20 (додатковий ряд із знаменником 1,12);

Таблиця 1 – Градація основних параметрів кінематичних ланок

Діаметр рухомої частини кінематичної ланки ($d_{шп}$)	R5	10		16		25		40		63		100	
	R10	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Величина переміщення кінематичної ланки ($L_{шп}$)	R5	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
	R10	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
	R5	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	R10	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
	R5	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	R10	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32
	R5	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
	R10	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
	R5	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63
	R10	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
	R5	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
	R10	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125

Параметри опорних шарнірів (l_o , l_{op} , $l_{он}$) визначаються їх конструкцією, а тому з метою зменшення загальних лінійних розмірів кінематичних ланок доцільно їх вибирати з більш дрібною градацією (за рядами R10 та R20).

Загальний мінімальний розмір штанг ($L_{ш, \min}$) повинен узгоджуватись відповідно з прийнятими рядами R10 та R20, а максимальний розмір

$$L_{ш \max} = l_{o1} + l_n + l_{шн} + l_{o2} + L_{шр} = L_{ш \min} + L_{шр}$$

також повинен прийматись відповідно з рядами R10 (основний) і R20 (додатковий).

Важливою умовою модульного виконання конструкцій ВПК є забезпечення стикування (з'єднання) їх складових частин між собою. Це можливо при наявності з'єднувальних фланців, які дозволяють вирішувати поставлену задачу. При неможливості прямого стикування елементів ВПК необхідно передбачити наступні основні способи [1]:

а) використання перехідних (проміжних) фланців, які дозволяють з'єднувати модулі з постійними їх фланцями різних розмірів;

б) використання фланців, які мають регламентований набір отворів (пазів), що дозволяє приєднання до них інших фланців.

Вирішення питання з'єднання елементів конструкцій кінематичних ланок та інших модулів ВПК повинно забезпечувати: надійне їх з'єднання між собою; потрібне взаємне розташування та необхідну точність положень; простоту конструкції; зручність з'єднання та ін.

Виконання з'єднань модулів вимагає наявності відповідності між конструктивними параметрами стикуючих елементів. В цьому плані найбільш важливим є співвідношення координат приєднувальних отворів та їх розмірів, а також забезпечення умов з'єднання елементів конструкції стандартними болтами, гвинтами та гайками.

Найбільш прийнятним виконанням з'єднувальних фланців є використання круглої форми (виконання 1), де координати приєднувальних отворів задаються діаметром (D_3) та кутом (α). Приклад одного з фланців по перерізу А-А наведено на рис. 2. Це виконання розділяється на два інші:

- виконання 1.1 – приєднувальні отвори d_o без різі;
- виконання 1.2 – приєднувальні отвори з різзю M .

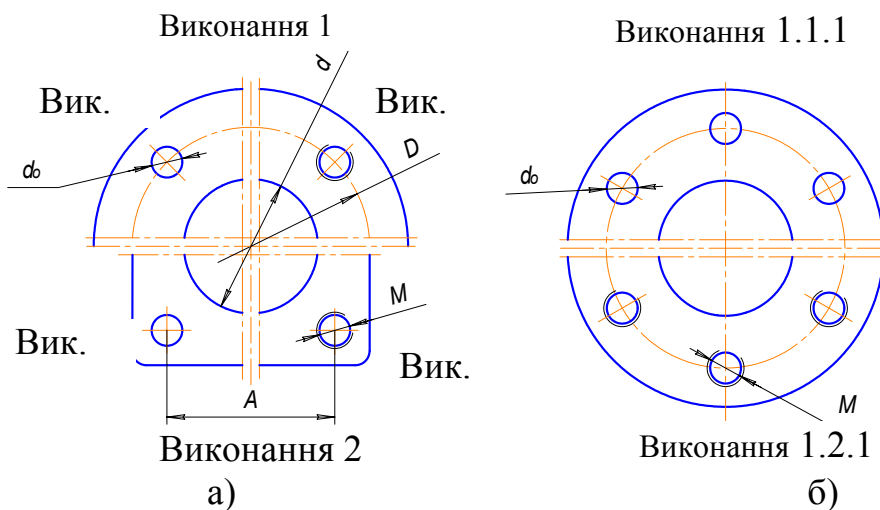


Рисунок 2 – Загальне позначення виконання з'єднувальних фланців

Другим варіантом виконання фланців може бути прямокутна форма (виконання 2). При такій формі фланців координатні розміри приєднувальних отворів встановлюються лінійними міжцентровими розмірами – A . Такий варіант фланців можна подібно до вищенаведеного також розділити на два варіанти:

- виконання 2.1 – приєднувальні отвори d_0 без різі;
- виконання 2.2 – приєднувальні отвори з різью M .

Так як в кінематичній ланці має місце ряд стикування її елементів, а також з'єднання фланців опор з нерухомою та рухомою плитами ВПК, то в ряді випадків доцільним можуть бути і інші її виконання (рис. 3), які відрізняються як формою фланців так і кількістю з'єднувальних отворів. Так, можлива трикутна форма (рис. 3, а) фланця (вик. 3) з трьома отворами, відповідно без різі (вик. 3.1) та з різью (вик. 3.2).

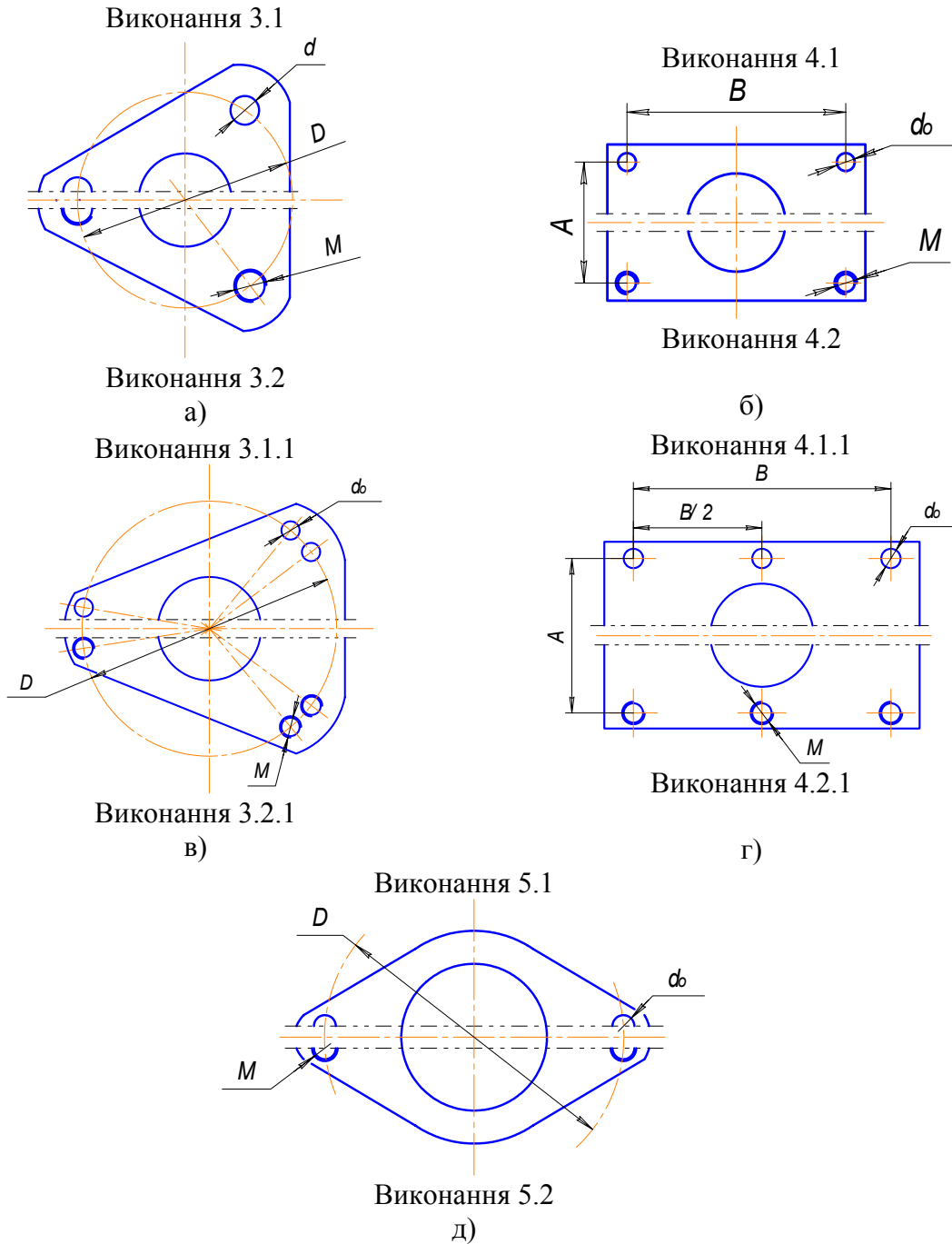


Рисунок 3 – Схеми з'єднувальних фланців

Іншим варіантом може бути прямокутна форма (рис. 3, б) фланця з подібними виконаннями: 4.1 та 4.2. Як уже відзначалось іншим різновидом виконання фланців є кількість з'єднувальних отворів. При збільшенні кількості з'єднувальних отворів у виконанні 1 з 4-х (рис. 2, а) до 6-ти (рис. 2, б) в позначенні такого фланцю додається цифра «1» (виконання 1.1.1 або 1.2.1). Подібно можуть бути представлені інші виконання фланців. Так, для виконання 3 при попарному збільшенні отворів (рис. 3, в) їх виконання відповідно будуть: 3.1.1 та 3.2.1.

Для прямокутних фланців з 6-ма отворами (рис. 3, з) виконання будуть: 4.1.1 та 4.2.1. Для наведених та подібно і інших виконань фланців (рис. 3, д), визначені мінімально можливі їх розміри. Вихідною умовою є значення базового діаметра стикуючого елемента d , яке в залежності від конструкції елемента ($d_{\text{шн}}$; $d_{\text{шр}}$ і ін.) повинно бути узгоджено з рядами R10 та R20. За цих умов створено рекомендовану градацію з'єднувальних елементів ВПК, які наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Градація з'єднувальних фланців модулів ВПК

d, мм		D, мм	A, мм	d _o , мм	M
R10	R20				
10		18	12	3,1	M3
	11,2	20	14	3,1	M3
12,5		22	14	4,2	M4
	14	25	16	4,2	M4
16		25	18	4,2	M4
	18	28	20	4,2	M4
20		32	25	5,2	M5
	22,4	36	25	5,2	M5
25		40	28	6,3	M6
	28	42	30	6,3	M6
31,5		45	32	6,3	M6
	35,5	45	36	6,3	M6
40		56	40	8,4	M8
	45	60	42	8,4	M8
50		65	45	8,4	M8
	63	80	56	10,4	M10
80		90	63	10,4	M10
	90	100	71	10,4	M10
100		112	80	10,4	M10

Наступною важливою умовою формування модульних конструкцій ВПК є реалізація стикування кінематичної ланки з нерухою та рухою платформами. Вирішення цього питання доцільно також здійснювати приєднанням одного із вищенаведених варіантів фланців опор кінематичних ланок до відповідних елементів верстата (несучої системи або ВО), тому регламентація їх виконання визначається кількістю, виконанням та розташуванням приєднувальних опор кінематичних ланок. Ці умови формують доцільні варіанти конструкцій основних елементів для модульного виконання ВПК.

Найбільш типові виконання платформ несучої системи та ВО наведені на рис. 4. Так, виконання 1 відповідає структурі верстата-гексапода 6×6 і регламентується діаметром приєднувальних фланців штанг D_p , кутом положення опор α , діаметром

розміщення отворів приєднувальних фланців D та розмірів приєднувальних отворів d_0 чи M .

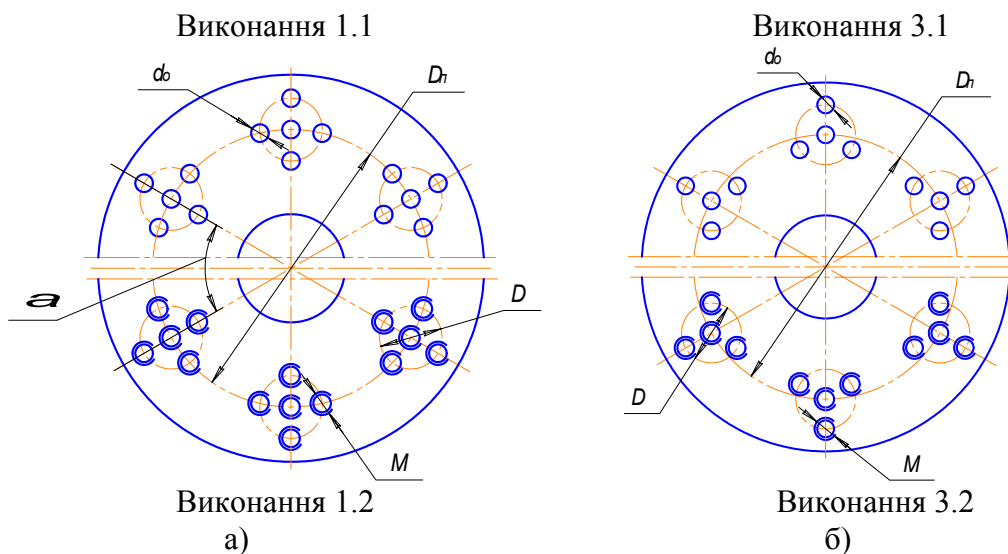


Рисунок 4 – Регламентация виконання платформ несучої системи та ВО

Якщо будуть використовуватись інші варіанти з'єднувального фланцю, наприклад виконання 3.1 чи 3.2, то платформа матиме вигляд рис. 4, б). Аналогічно можуть бути представлені інші варіанти в залежності від використовуваних фланців в кінематичних ланках. Наведені розміри D , d_0 , M на платформах повинні співпадати з такими ж розмірами приєднувальних фланців. Додатково повинен регламентуватись розмір приєднання центру фланців D_n який також доцільно обирати із рядів: R5 – основні; R10 – додаткові.

В цілому наведена регламентація розмірів елементної бази ВПК створює вихідну основу для організації модульного їх виконання, що дозволяє більш ефективно виконувати розробку такого обладнання та впровадження у виробництво.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування / Павленко І.І. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Аверьянов О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / Аверьянов О.И. – М.: Машиностроение, 1987.
3. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / [Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А.]. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

И. Павленко, И. Валявский

Особенности модульного строения станков с параллельной кинематикой

В статье рассмотрены особенности модульного строения станков с параллельной кинематикой, предложено регламентацию конструктивных параметров соединительных фланцев кинематических звеньев, несущей системы и исполнительного органа станков с параллельной кинематикой.

I. Pavlenko, I. Valyavsky

Features of a modular structure of machine tools with parallel kinematics

In article features of a modular structure of machine tools with parallel kinematics are considered, it is offered a regulation of design data of the kinematic links connecting flanges, bearing system and an executive office of machine tools with parallel kinematics.

Одержано 30.11.09

УДК 631.439.21

М.М. Петренко, проф., канд.тех.наук, В.А.Онопа, канд.тех.наук,
О.А Кислун, канд.тех.наук.

Кіровоградський національний технічний університет

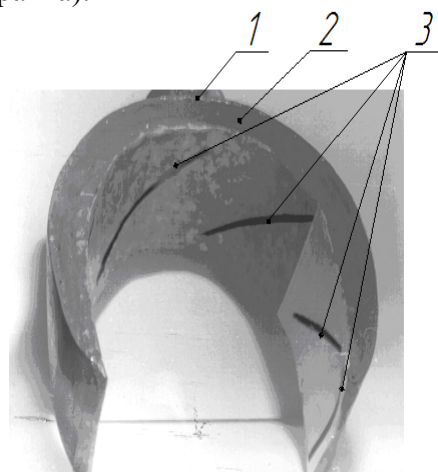
Ефективність уловлювання шкідників пневматичною насадкою пневмодезинсектора

В статті розглянуто роботу пневматичної насадки пневмодезинсектора при збиранні шкідників з насаджень картоплі. Розглянуто вплив дії всмоктуючого факел пневматичної насадки пневмодезинсектора на ефективність уловлювання шкідника під час реагування його небезпеку. За допомогою пакету прикладних програм на ПЕОМ, отримали графічну залежність теоретичного значення ефективності (E) уловлювання від швидкості руху агрегату V_{agr} .
пневмодезинсектор, пневматична насадка, шкідник, повітряний потік

Потреба в екологічно чистих продуктах харчування суттєво змінює технологію вирощування сільськогосподарських культур, однією з базових складових якої є захист рослин. Найперспективніший напрям розвитку захисту рослин – фізико-механічний метод, складовою якого є пневматичний збір шкідника. Лише не тільки екологічна перевага фізико-механічного методу над класичними хімічними методами може вказувати на доцільність його застосування.

Розглянемо ефективність методу, як ефективність уловлювання шкідників.

Насадка пневмодезинсектора працює таким чином (рис. 1). При русі агрегату по рядкам в робочій камері 2 насадки через патрубок 1 створюється розрідження, яке утворює вентилятор. З поверхні пасльонової рослини шкідники всмоктується у щілини насадки 3 і через патрубок 1 з робочої камери транспортуються до знищення. Уловлювання шкідників також спостерігається й при розміщенні поза поверхні рослини, проте слід зауважити, що конструктивне рішення не дає можливість всмоктувати шкідників безпосередньо з ґрунту (робоча область обмежується певною висотою над по верхньою гранта).



1 – патрубок; 2– робоча камера; 3 – щілини

Рисунок 1 – Експериментальна пневматична насадка пневмодезинсектора

Оскільки, реакція шкідника на небезпеку це скручування у кільце і скочування з листя (для личинок колорадського жука) та зістрибування з поверхні листя на ґрунт (для дорослого жука), то ефективність уловлювання шкідників з поверхні листя пасльонових культур суттєво залежить від згаданої реакції шкідника.

Проаналізувавши біонічні особливості поведінки колорадського жука [3,4] під час виникнення небезпеки (спроби його уловити), виявлено наступні фактори, які викликають у шкідника відчуття небезпеки: гучний шум (шум від працюючого двигуна трактора та від пневматичної насадки); зміна освітлення поверхні листя рослини (тінь від агрегату); механічні дії, що призводять до коливання листя (струшування при зачепленні куща); дію всмоктуючого поля, що виникає попереду пневматичної насадки (останній серед усіх найсуттєвіший та системним, яким і обмежимося).

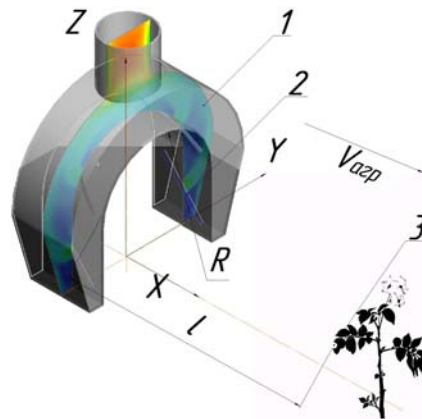
Для подальшого дослідження розглянемо вплив дії всмоктуючого факелу (поля) вздовж осі насадки (вісь розрізаного циліндра, форму якого за припущенням представляє собою насадка в просторі), тобто там, де вплив є несприятливим ефективному уловлюванню.

Оскільки систему уловлювання можна розглянути, як циліндричну (насадка – розрізаний по осі циліндр, а поверхня ґрунту – площина паралельна до площі перерізу циліндра), тоді відповідно [5] співвідношення швидкостей V/V_0 прямо пропорційне.

$$\frac{V}{V_0} = 1 - \frac{\frac{l}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{R}\right)^2}}, \quad (1)$$

де V_0 – швидкість всмоктування в центрі насадки, м/с;

V – швидкість всмоктування на осі в точці віддаленій на відстані l від центра насадки (рис. 2), м/с



1 – пневматична насадка; 2 – щілина; 3 – кущ зі шкідником

Рисунок 2 – Розміщення куща із шкідниками відносно пневматичної насадки

Реагування шкідника на відчуття небезпеки застосовано за аналогією з реагуванням датчика на сигнал збудження, тобто переведення його із режиму очікування в режим спрацювання. В нашому випадку сигналом збудження є поява працюючої пневматичної насадки пневмодезинсектора над об'ємом куща, на якому розташовані шкідники. Тому введений показник реагування шкідника на відчуття небезпеки дозволить врахувати параметри роботи пневматичної насадки (особливо дію всмоктуючого поля) і пневмодезинсектора в цілому (швидкість руху) з біонічними властивостями шкідника.

Під реагування шкідника на відчуття небезпеки з фізичної точки зору будемо розглядати, як деяку безрозмірну функцію Q , що є співвідношення кількості шкідників, які зреагували на подразник до загальної кількості наявних шкідників.

Реагування шкідника на відчуття небезпеки Q залежить від сили F , що діє на шкідника в певній точці, яка в свою чергу залежить від швидкості повітря в згаданій точці V , що залежить від відстані l (рис.2), представимо у вигляді степеневого ряду

$$Q(F(V(l))) = Q(V(l)) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n K_i \cdot \left(\frac{V}{V_0}\right)^i = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n K_i \cdot \left(1 - \frac{\frac{l}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{R}\right)^2}}\right)^i, \quad (2)$$

де K_i – коефіцієнти степеневого ряду;

l – відстань від шкідника до площини насадки.

Аналіз відношення $\frac{V}{V_0}$ показує, що перші члени степеневого ряду є більш значимі, особливо при збільшенні l , тому що

$$\frac{V}{V_0} \leq 1, \quad (3)$$

при значеннях радіуса насадки $R=0,2$ м й відстані від насадки до розрахункового положення жука $l=0,8$ м співвідношення:

$$1 - \frac{\frac{l}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{R}\right)^2}} = 33.492, \quad (4)$$

отже вклад першого члена ряду в даній точці становить майже $1 - 1/33,492 = 0,97$ тобто 97%.

Для спрощення розрахунку обмежимося $n = 1$, тоді

$$Q(V(l)) \cong K \cdot \left(1 - \frac{\frac{l}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{R}\right)^2}}\right). \quad (5)$$

На функцію накладаємо наступні обмеження:

$$\begin{cases} \int_0^{\infty} Q(V(l)) dl = 1 \\ Q(V(l)) \geq 0 \end{cases}. \quad (6)$$

Перше обмеження витікає з припущення, що при попаданні шкідників в насадку вони всі беззаперечно прореагують на її дію (тобто сила всмоктувального поля відривала шкідника з поверхні листка). Друге обмеження витікає з визначення реагування шкідника на відчуття небезпеки (дія насадки розглядається лише як подразник).

Значення коефіцієнта K знаходимо з інтегрального рівняння:

$$\int_0^{\infty} K \cdot \left(1 - \frac{\frac{l}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{R}\right)^2}} \right) \cdot dl = 1. \quad (7)$$

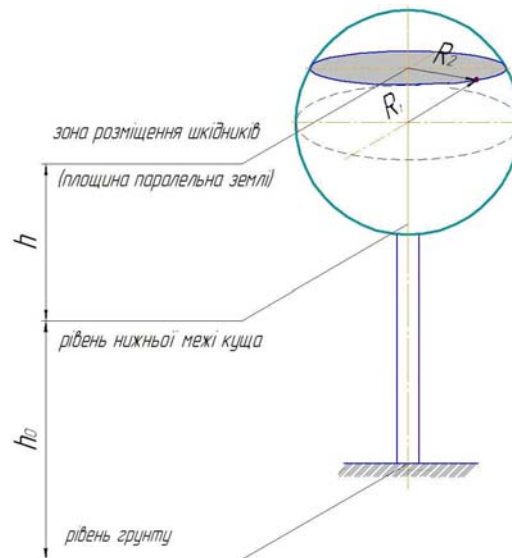
Одержане значення $K = \frac{1}{R}$ задовольняє умову: $Q(V(l)) \geq 0$.

Отже маємо реакцію шкідника на небезпеку:

$$Q(V(l)) = \frac{1}{R} \cdot \left(1 - \frac{\frac{l}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{R}\right)^2}} \right). \quad (8)$$

Наступним етапом є визначення залежності розподілу шкідників по висоті розміщення на пасльонових культурах. Для вирішення цієї задачі вводимо припущення, щодо представлення куща пасльонової культури у вигляді кулі, на якій знаходяться шкідники.

Як наведено вище, насадку представлено у формі розрізаного циліндра. Тоді радіус насадки при максимальних розмірах куща, коли він дотикається до неї, $R = 2 \cdot R_1$



R_1 – умовний радіус куща; R_2 – умовний радіус горизонтального перерізу куща нижче або вище діаметра на висоті h від нижньої границі насадки (рівень знаходження шкідників на листовому покріві куща)

Рисунок 3 – Зона розташування шкідника в кущі пасльонових культур

Допускаючи рівномірність розміщення шкідників по всьому об'ємі куща, розподіл шкідників в залежності від висоти можна визначити:

$$D(h) = \frac{(R_2)^2}{\frac{4}{3} \cdot R_1^3}. \quad (9)$$

Оскільки $R_2^2 = 2 \cdot R_1 \cdot h - h^2$, то

$$D(h) = 6 \cdot \frac{R \cdot h - h^2}{R^3}. \quad (10)$$

При $0 \leq h \leq R$, інакше $D(h) = 0$.

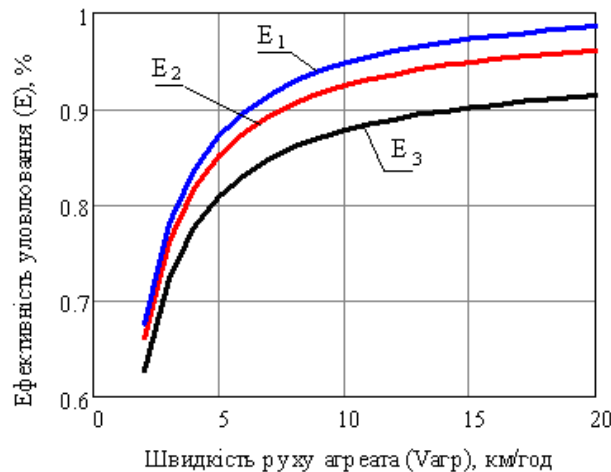
Проекція швидкості, з якою шкідник всмоктується з поверхні куша, на вісь ОХ є набагато меншою за швидкість руху агрегату $V_{x_{всм}} \ll V_{agr}$ і її вплив на ефективність уловлювання не суттєвий. Отже координата z , з якої уловлюється шкідник, визначається з наступного виразу:

$$z = h_0 + g \cdot \frac{t^2}{2} = h_0 + \frac{g}{2} \cdot \left(\frac{l}{V_{agr}} \right)^2. \quad (11)$$

Виходячи з вищевказаного визначимо ефективність уловлювання:

$$E \geq \int_0^{\infty} \int_{\frac{g \cdot l^2}{2 \cdot V_{agr}^2} + h_0}^R Q(l) \cdot D(h) \cdot dh \cdot dl. \quad (12)$$

Проводячи дослідження за допомогою пакету прикладних програм на ПЕОМ, отримали наступну графічну залежність (рис. 4).



E_1 – ефективність уловлювання шкідника масою 16 мг; E_2 – ефективність уловлювання шкідника масою 10 мг; E_3 – ефективність уловлювання шкідника масою 6 мг.

Рисунок 4 – Теоретичне значення ефективності (E) уловлювання від швидкості руху агрегату V_{agr}

Отримана залежність показує, що ефективність уловлювання залежить від швидкості руху агрегату і раціональне значення ефективності уловлювання знаходиться в межах $E=92-97\%$ при $V_{agr}=8-18$ км/год. При збільшенні швидкості руху падає керованість агрегату, тому оптимальна швидкість агрегату знаходиться в межах $V_{agr}=8-10$ км/год.

Список літератури

1. Патент 20158А, А01М5/08 Насадка пристрою для збирання комах / Онопа В.А., Петренко М.М., Кравченко В.І., Волощина Н.М., заявл. 29.04.1996, опубл. 25.12.1997 Бюл.№ 6.
2. Патент 8906, А01М5/00 Насадка пристрою для збирання комах / Онопа В.А., Петренко М.М., Кириченко А.М., Онопа В.В., заявл. 28.03.2005, опубл. 15.08.2005, Бюл.№ 8.
3. Сасін В.А. Колорадський жук та заходи боротьби з ним. – К.: Урожай, 1975. –94с.
4. Яхимович Л.А. Особености развития и размножения колорадского жука // Тр. ВИЗР. –Вып.27.– 1967.– С. 245–294.
5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 296 с.

М.Петренко, В.Онопа, О.Кислун

Эффективность улавливание вредителей пневматической насадкой пневмодезинсектора

В статье рассмотрена работа пневматической насадки пневмодезинсектора при сборе вредителей из насаждений картофеля. Рассмотрено влияние действия всывающего факел пневматической насадки пневмодезинсектора на эффективность улавливания вредителя вовремя реагирования его на опасность. С помощью пакета прикладных программ на ПЕОМ, получили графическую зависимость теоретического значения эффективности (E) улавливание от скорости движения агрегата Vagr.

M.Petrenko, V.Onopa, O.Kislun

Efektivnost' catching of wreckers pneumatic attachment of pnevmodezinsektora

In the article work of pneumatic attachment of pnevmodezinsektora is considered at collection of wreckers from planting of potato. Influence of action is considered vsyvayuscheho torch of pneumatic attachment of pnevmodezinsektora on efficiency of catching of wrecker of the vovrem'ya reacting him on a danger. With a help to the application package on PEOM, got graphic dependence of theoretical value of efficiency (E) catching from the rate of movement of asm Vagr.

Одержано 02.11.09

УДК 629.735.015:533.6.013.43

Б.М. Шифрин, доц., канд. техн. наук

Государственная лётная академия Украины, г.Кировоград

Сопоставление моделей трения на шине при ее колебаниях

Теоретически изучены поперечная сила трения и восстанавливающий момент, возникающие на шине при ее неустановившемся (колебательном) движении вблизи нулевого угла увода. Приведены к единому виду и сопоставлены между собой, а также с данными экспериментов результаты моделирования, полученные при использовании трех моделей.

шина, трение, колебания, модель

1. Введение. Несмотря на то, что автомобили, мотоциклы, самолеты являются объектами частого использования, от исправности и безотказности которых зависят жизни людей, многие вопросы математического моделирования их движения нуждаются в уточнениях. Основной трудностью здесь является отсутствие надежного алгоритма нахождения сил и моментов трения на колесе с пневматической шиной при неустановившемся движении. (Далее такое колесо назовем *шиной*). Отметим некоторые работы, где представлены основные, как это представляется, модели и их использование для описания неустановившегося движения шины - [1-7]. В [4] отмечено, что проведение экспериментов по замеру трения на шине при ее колебаниях чрезвычайно дорого. Видимо в первую очередь по этой причине не каждая из теоретических моделей достаточно полно и напрямую сопоставлена с экспериментальными данными. В настоящее время нет четких сведений о границах применимости то или иной модели неустановившегося увода шины.

М.Петренко, В.Онопа, О.Кислун

Эффективность улавливание вредителей пневматической насадкой пневмодезинсектора

В статье рассмотрена работа пневматической насадки пневмодезинсектора при сборе вредителей из насаждений картофеля. Рассмотрено влияние действия всывающего факел пневматической насадки пневмодезинсектора на эффективность улавливания вредителя вовремя реагирования его на опасность. С помощью пакета прикладных программ на ПЕОМ, получили графическую зависимость теоретического значения эффективности (E) улавливание от скорости движения агрегата Vagr.

M.Petrenko, V.Onopa, O.Kislun

Efektivnost' catching of wreckers pneumatic attachment of pnevmodezinsektora

In the article work of pneumatic attachment of pnevmodezinsektora is considered at collection of wreckers from planting of potato. Influence of action is considered vsyvayuscheho torch of pneumatic attachment of pnevmodezinsektora on efficiency of catching of wrecker of the vovrem'ya reacting him on a danger. With a help to the application package on PEOM, got graphic dependence of theoretical value of efficiency (E) catching from the rate of movement of asm Vagr.

Одержано 02.11.09

УДК 629.735.015:533.6.013.43

Б.М. Шифрин, доц., канд. техн. наук

Государственная лётная академия Украины, г.Кировоград

Сопоставление моделей трения на шине при ее колебаниях

Теоретически изучены поперечная сила трения и восстанавливающий момент, возникающие на шине при ее неустановившемся (колебательном) движении вблизи нулевого угла увода. Приведены к единому виду и сопоставлены между собой, а также с данными экспериментов результаты моделирования, полученные при использовании трех моделей.

шина, трение, колебания, модель

1. Введение. Несмотря на то, что автомобили, мотоциклы, самолеты являются объектами частого использования, от исправности и безотказности которых зависят жизни людей, многие вопросы математического моделирования их движения нуждаются в уточнениях. Основной трудностью здесь является отсутствие надежного алгоритма нахождения сил и моментов трения на колесе с пневматической шиной при неустановившемся движении. (Далее такое колесо назовем *шиной*). Отметим некоторые работы, где представлены основные, как это представляется, модели и их использование для описания неустановившегося движения шины - [1-7]. В [4] отмечено, что проведение экспериментов по замеру трения на шине при ее колебаниях чрезвычайно дорого. Видимо в первую очередь по этой причине не каждая из теоретических моделей достаточно полно и напрямую сопоставлена с экспериментальными данными. В настоящее время нет четких сведений о границах применимости той или иной модели неустановившегося увода шины.

В данной работе теоретически изучаются сила и момент сил трения вокруг вертикальной оси при колебаниях шины вблизи основного угла увода равно нулю. Три модели шины, применяемые для изучения колебаний опор шасси и собственно шин - Тхота-Краускопфа-Ловенберга [5,6], Сура-Сурьянараяна [7], Кларка-Доджа-Найбаккена [3,4] - приведены к единой форме и сопоставлены между собой и с экспериментальными данными [3,4]. Модели [5,6] и [3,4] являются развитиями струнной теории шины [8], а модель [7] – модернизированной версией известной модели [11]. В целом полученные в работе результаты направлены на решение вопросов колебаний пневмоколесных машин.

2. Постановка задачи. На рис.1 показана катящаяся по ровной опорной плоскости $O_g X_g Z_g$ шина. Оси $O_g X_g Y_g Z_g$ - неподвижные; оси $CXYZ$ - связаны с шиной. C – центр масс шины; C_* – центр зоны контакта шины с опорной поверхностью; ω – угловая скорость качения. Плоскость диска CXY всегда перпендикулярна опорной плоскости.

Внешние воздействия такие, что

$$Z = Z(t), \varphi = \varphi(t), \tag{1}$$

где Z, φ – заданные функции поперечного смещения центра масс шины и угла поворота диска колеса;

t – время в секундах.

При

$$Z(t) = const = 0; \varphi(t) = const = 0 \tag{2}$$

точка C имеет скорость \vec{V} , которая параллельна оси $O_g X_g$:

$$\vec{V} = const.$$

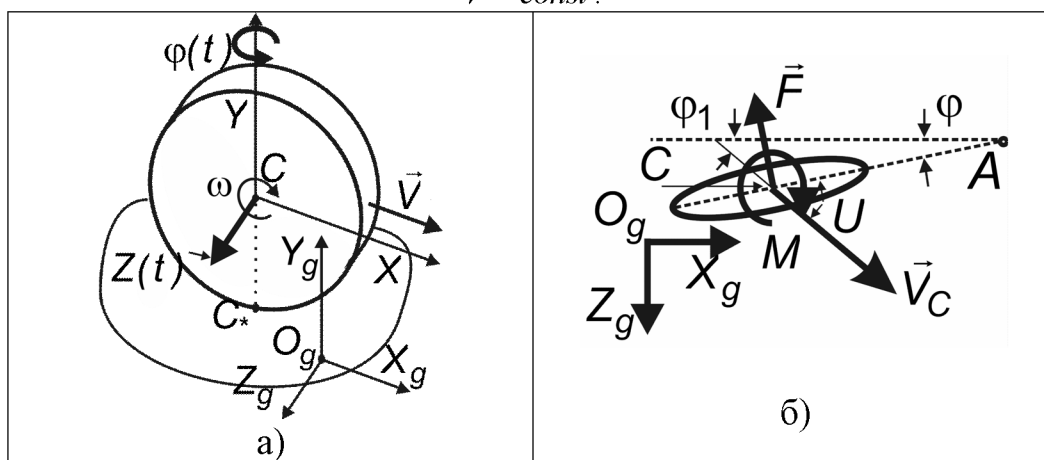


Рисунок 1 - Катящаяся шина

При невыполнении условия (2) шина катится с *уводом*, т.е. катится так, что между проекциями на опорную плоскость вектора скорости точки C и плоскости диска колеса образуется угол U (рис.1б), именуемый *углом увода*:

$$U = \varphi + \varphi_1, \varphi_1 = \arctg(\dot{Z}/V) \approx \dot{Z}/V, \tag{3}$$

где точками сверху обозначаем дифференцирование по времени t .

В случае установившегося увода:

$$U(t) = const = U_0,$$

в случае неустойчившегося увода и, в частности, при колебаниях шины имеем:

$$U \neq const = \tilde{U}(t).$$

Будем изучать колебания шины вблизи основного угла увода равно нулю.

Полагаем, что функции $Z(t), \varphi(t)$ имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} Z &= Z_0 \sin \theta_z(t), \\ \varphi &= \varphi_0 \sin \theta_\varphi(t) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $Z_0 = const, \theta_z(t)$ – амплитуда и полный фазовый угол поперечного смещения;
 $\varphi_0 = const, \theta_\varphi(t)$ – амплитуда и полный фазовый угол угла поворота:

$$\left. \begin{aligned} \theta_z &= \omega_z t, \\ \theta_\varphi &= \omega_\varphi t \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $\omega_z = const, \omega_\varphi = const$ – частоты вынужденных колебаний.

При движении с уводом на шину действуют *поперечная сила трения*, направленная вдоль оси CZ , и момент сил трения вокруг оси CY , который называют *восстанавливающим*. (Такое название связано с тем, что он приводит к уменьшению угла увода). Упомянутую силу и момент при установившемся уводе обозначим F, M , а при неустановившемся – \tilde{F}, \tilde{M} (рис.1б).

Выделим два частных случая внешнего нагружения – *поперечное поступательное движение*

$$Z(t) \neq 0, \varphi(t) = 0, \quad (6)$$

и *чистый поворот*:

$$Z(t) = 0, \varphi(t) \neq 0. \quad (7)$$

Силу и момент трения для случая (6) обозначим \tilde{F}_z, \tilde{M}_z , а для случая (7) – $\tilde{F}_\varphi, \tilde{M}_\varphi$. Понятно, что в случае общего нагружения:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F} &= \tilde{F}_z + \tilde{F}_\varphi, \\ \tilde{M} &= \tilde{M}_z + \tilde{M}_\varphi \end{aligned} \right\}.$$

Для упрощения полагаем продольное скольжение отсутствующим. Увод без продольного скольжения называют *чистым*.

Своей задачей считаем сопоставление результатов моделирования (а именно, поперечной силы \tilde{F} и восстанавливающего момента \tilde{M}) с экспериментальными данными при использовании разных (выше упомянутых) моделей для случаев гармонических воздействий (6) и (7).

3. Модель колебаний шины Сура-Сурьянараяна. В серии работ, направленных на изучение шимми носовой опоры шасси самолета, к примеру [7], авторы при определении \tilde{F}, \tilde{M} использовали следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F} &= K_\Delta \Delta + C_\Delta \dot{\Delta}, \\ \tilde{M} &= K_\psi \psi + C_\psi \dot{\psi}, \\ \tilde{C}\tilde{F} &= C_1 \dot{\psi} + \psi, \\ Z - Z_* &= \Delta, \\ \dot{Z}_* + V(\varphi - \psi) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $\tilde{F}(t), \tilde{M}(t), Z_*(t), \Delta(t), \psi(t)$ – неизвестные функции времени;

$Z(t), \varphi(t)$ – известные функции времени вида (4);

$K_\Delta, C_\Delta, K_\psi, C_\psi, \tilde{C}, C_1$ – постоянные коэффициенты, являющиеся характеристиками свойств шины;

Z_* – координата точки C_* вдоль оси $O_g Z_g$ (рис. 1а);

Δ и ψ – поперечная деформация и угол поворота зоны контакта шины относительно диска колеса, соответственно.

Последнее из этих уравнений есть условие равенству нулю поперечной составляющей скорости центра масс колеса или, другими словами, *условие отсутствия поперечного скольжения шины*).

3.1. *Поперечное поступательное движение.* Из общей системы 5-ти уравнений (8) относительно функций $\tilde{F}_z(t), \tilde{M}_z(t), Z_{*z}(t), \Delta_z(t), \psi_z(t)$ выделим систему 2-х уравнений относительно 2-х последних из них, а именно:

$$\left. \begin{aligned} (\tilde{C}K_\Delta)\Delta_z + (\tilde{C}C_\Delta)\dot{\Delta}_z - \psi_z - C_1\dot{\psi}_z &= 0, \\ \dot{\Delta}_z + V\psi_z &= \dot{Z} \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Учтем закон смещения (4). Решение полученной системы уравнений будем искать в виде, соответствующем характеру вынужденных колебаний:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_z(t) &= Z_0[S_{\Delta z} \sin \theta_z(t) + C_{\Delta z} \cos \theta_z(t)], \\ \psi_z(t) &= \frac{Z_0}{D}[S_{\psi z} \sin \theta_z(t) + C_{\psi z} \cos \theta_z(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

где $S_{\Delta z}, C_{\Delta z}, S_{\psi z}, C_{\psi z}$ – требующие нахождения безразмерные постоянные.

Найдя только что перечисленные постоянные, и, приняв во внимание два первых уравнения системы (8), будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F}_z(t) &= K_\Delta Z_0(t)[S_{Fz} \sin \theta_z(t) + C_{Fz} \cos \theta_z(t)], \\ \tilde{M}_z(t) &= K_\Delta D Z_0(t)[S_{Mz} \sin \theta_z(t) + C_{Mz} \cos \theta_z(t)] \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Введем обозначения для используемых далее безразмерных параметров: $\bar{\Omega}_z = \omega_z D / V$ – приведенная (по [3]) частота возбуждения, являющаяся важным характеристическим параметром задачи, D – внешний диаметр шины;

$$\alpha_1 = \frac{C_\Delta V}{K_\Delta D}; \alpha_2 = \frac{K_\psi}{K_\Delta D^2}; \alpha_3 = \frac{C_\psi V}{K_\Delta D^3}.$$

Тогда

$$\left. \begin{aligned} S_{Fz} &= S_{\Delta z} - \bar{\Omega}_z \alpha_1 C_{\Delta z}, \\ C_{Fz} &= C_{\Delta z} + \bar{\Omega}_z \alpha_1 S_{\Delta z}; \\ S_{Mz} &= \alpha_2 S_{\psi z} - \bar{\Omega}_z \alpha_3 C_{\psi z}, \\ C_{Mz} &= \alpha_2 C_{\psi z} + \bar{\Omega}_z \alpha_3 S_{\psi z} \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

Как видим, задача свелась к определению постоянных $S_{\Delta z}, C_{\Delta z}, S_{\psi z}, C_{\psi z}$. Найдем их.

Подстановка (10) в (9) приведет к системе 4-х линейных уравнений с постоянными коэффициентами относительно искомых величин, решая которую найдем:

$$\begin{aligned} S_{\Delta z} &= \bar{\Omega}_z \frac{a_z c_z + b_z}{a_z^2 + b_z^2}; \quad C_{\Delta z} = \bar{\Omega}_z \frac{b_z c_z - a_z}{a_z^2 + b_z^2}; \\ S_{\psi z} &= \bar{\Omega}_z C_{\Delta z}, \quad C_{\psi z} = \bar{\Omega}_z (1 - S_{\Delta z}), \end{aligned}$$

где

$$a_z = \frac{C_1 V}{D} \bar{\Omega}_z^2 - \tilde{C} K_\Delta D; \quad b_z = \bar{\Omega}_z (1 + \tilde{C} C_\Delta V); \quad c_z = \bar{\Omega}_z C_1 V / D.$$

Представим выражения (11) в ином *едином для разных случаев нагружения и моделей* виде:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F}_Z(t) &= K_{\Delta} Z_0 A_{FZ} \sin(\omega_Z t + \beta_{FZ}), \\ \tilde{M}_Z(t) &= K_{\Delta} Z_0 D A_{MZ} \sin(\omega_Z t + \beta_{MZ}) \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

где $A_{FZ} = \sqrt{S_{FZ}^2 + C_{FZ}^2}$ – безразмерная амплитуда силы;

$\beta_{FZ} = \arctg(\frac{C_{FZ}}{S_{FZ}})$ – фазовый угол силы;

$A_{MZ} = \sqrt{S_{MZ}^2 + C_{MZ}^2}$ – безразмерная амплитуда момента;

$\beta_{MZ} = \arctg(\frac{C_{MZ}}{S_{MZ}})$ – фазовый угол момента.

3.2. *Чистый поворот.* Для случая (4), (7) из общей системы 5-ти уравнений (8) относительно функций $\tilde{F}_{\varphi}(t), \tilde{M}_{\varphi}(t), Z_{*\varphi}(t), \Delta_{\varphi}(t), \psi_{\varphi}(t)$ выделим систему двух уравнений относительно двух последних из этих функций, а именно:

$$\left. \begin{aligned} (\tilde{C}K_{\Delta})\Delta_{\varphi} + (\tilde{C}C_{\Delta})\dot{\Delta}_{\varphi} - \psi_{\varphi} - C_1\dot{\psi}_{\varphi} &= 0, \\ \dot{\Delta}_{\varphi} + V\psi_{\varphi} &= V\varphi \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Решение полученной системы уравнений будем искать в виде:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\varphi}(t) &= D A_{\varphi}(t) [S_{\Delta\varphi} \sin \theta_{\varphi}(t) + C_{\Delta\varphi} \cos \theta_{\varphi}(t)], \\ \psi_{\varphi}(t) &= A_{\varphi}(t) [S_{\psi\varphi} \sin \theta_{\varphi}(t) + C_{\psi\varphi} \cos \theta_{\varphi}(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

где $S_{\Delta\varphi}, C_{\Delta\varphi}, S_{\psi\varphi}, C_{\psi\varphi}$ – требующие нахождения безразмерные постоянные.

Найдя только что перечисленные постоянные, и, приняв во внимание два первых уравнения системы (8), будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F}_{\varphi}(t) &= K_{\Delta} D A_{\varphi}(t) [S_{F\varphi} \sin \theta_{\varphi}(t) + C_{F\varphi} \cos \theta_{\varphi}(t)], \\ \tilde{M}_{\varphi}(t) &= K_{\Delta} D^2 A_{\varphi}(t) [S_{M\varphi} \sin \theta_{\varphi}(t) + C_{M\varphi} \cos \theta_{\varphi}(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

где

$$\left. \begin{aligned} S_{F\varphi} &= S_{\Delta\varphi} - \bar{\Omega}_{\varphi} \alpha_1 C_{\Delta\varphi}, \\ C_{F\varphi} &= C_{\Delta\varphi} + \bar{\Omega}_{\varphi} \alpha_1 S_{\Delta\varphi}; \\ S_{M\varphi} &= \alpha_2 S_{\psi\varphi} - \bar{\Omega}_{\varphi} \alpha_3 C_{\psi\varphi}, \\ C_{M\varphi} &= \alpha_2 C_{\psi\varphi} + \bar{\Omega}_{\varphi} \alpha_3 S_{\psi\varphi} \end{aligned} \right\}, \quad (17)$$

где $\bar{\Omega}_{\varphi} = \omega_{\varphi} D / V$.

Подстановка (15) в (14) приведет к системе 4-х линейных уравнений с постоянными коэффициентами относительно искомых величин, откуда найдем:

$$\begin{aligned} S_{\Delta\varphi} &= \frac{b_{\varphi} c_{\varphi} - a_{\varphi}}{a_{\varphi}^2 + b_{\varphi}^2}; \quad C_{\Delta\varphi} = -\frac{a_{\varphi} c_{\varphi} + b_{\varphi}}{a_{\varphi}^2 + b_{\varphi}^2}; \\ S_{\psi\varphi} &= 1 + \bar{\Omega}_{\varphi} C_{\Delta\varphi}, \quad C_{\psi\varphi} = -\bar{\Omega}_{\varphi} S_{\Delta\varphi}. \end{aligned}$$

где

$$a_{\varphi} = \frac{C_1 V}{D} \bar{\Omega}_{\varphi}^2 - \tilde{C} K_{\Delta} D; \quad b_{\varphi} = \bar{\Omega}_{\varphi} (1 + \tilde{C} C_{\Delta} V); \quad c_{\varphi} = \bar{\Omega}_{\varphi} C_1 V / D.$$

Преобразуем выражения (16) к единому виду:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F}_\varphi(t) &= K_\Delta D A_{F\varphi} \sin(\omega_\varphi t + \beta_{F\varphi}), \\ \tilde{M}_\varphi(t) &= K_\Delta D^2 A_{M\varphi} \sin(\omega_\varphi t + \beta_{M\varphi}) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где $A_{F\varphi} = \sqrt{S_{F\varphi}^2 + C_{F\varphi}^2}$ – безразмерная амплитуда силы;

$\beta_{F\varphi} = \arctg\left(\frac{C_{F\varphi}}{S_{F\varphi}}\right)$ – фазовый угол силы;

$A_{M\varphi} = \sqrt{S_{M\varphi}^2 + C_{M\varphi}^2}$ – безразмерная амплитуда момента;

$\beta_{M\varphi} = \arctg\left(\frac{C_{M\varphi}}{S_{M\varphi}}\right)$ – фазовый угол момента.

Зададимся параметрами, характеризующими механические свойства шины $D=0,35$ метров (табл.1), и построим графики функций $A_{FZ}(\bar{\Omega}_Z)$, $\beta_{FZ}(\bar{\Omega}_Z)$ и $A_{MZ}(\bar{\Omega}_Z)$, $\beta_{MZ}(\bar{\Omega}_Z)$ (рис.2), а также $A_{F\varphi}(\bar{\Omega}_\varphi)$, $\beta_{F\varphi}(\bar{\Omega}_\varphi)$ и $A_{M\varphi}(\bar{\Omega}_\varphi)$, $\beta_{M\varphi}(\bar{\Omega}_\varphi)$, (рис.3).

Таблица 1 - Механические свойства шины [7]

K_Δ , кН/м	C_Δ , нс/м	K_ψ , м/рад	C_ψ , нмс/рад	\tilde{C} , рад/н	C_1 , с
238,75	205	665	0,7	0,00002356	0,0010886

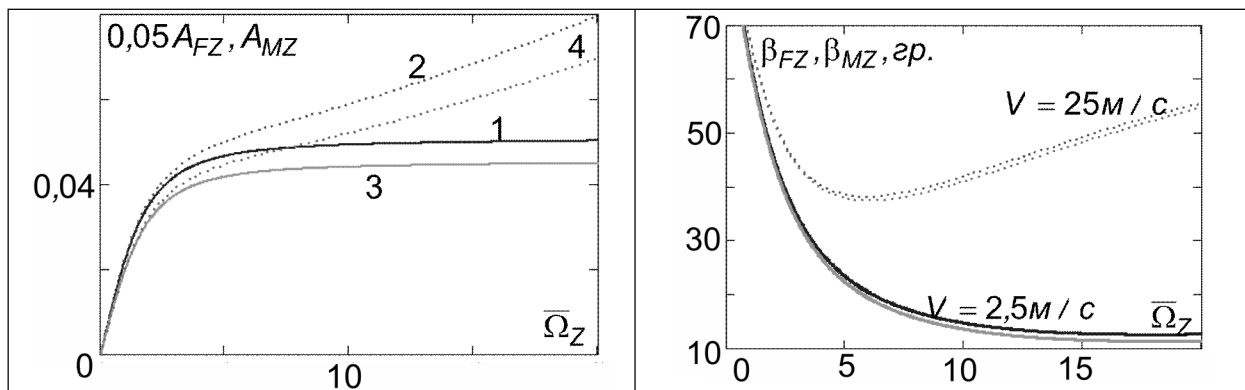


Рисунок 2 - Модель Сура-Сурьянараяна. Поперечно поступательное движение

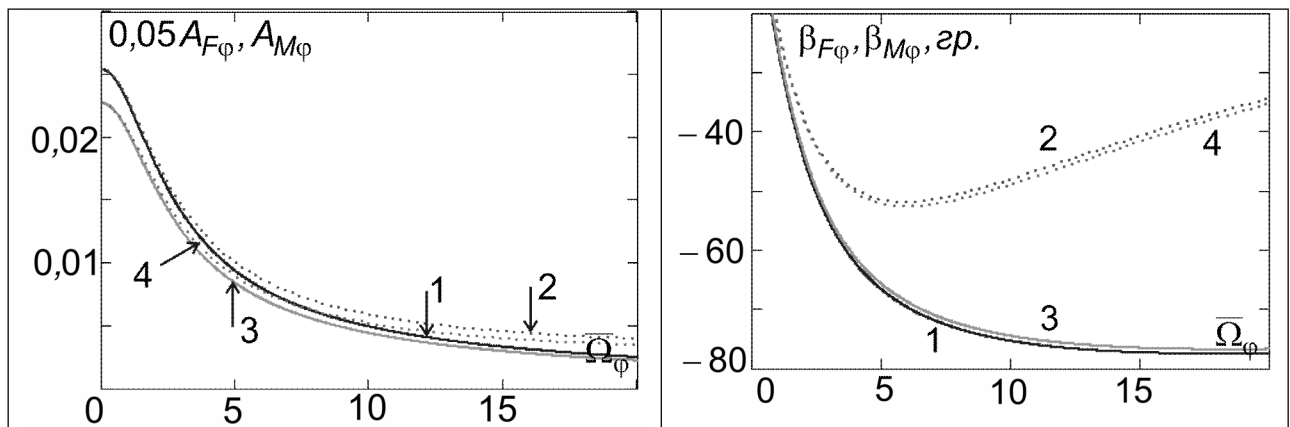


Рисунок 3 - Модель Сура-Сурьянараяна. Чистый поворот

Сплошные линии построены для скорости $V = 2,5 м/с$, а пунктирные – для скорости $V = 25 м/с$. Линии «1» и «2» описывают поперечную силу, а «3» и «4» - восстанавливающий момент.

4. Модель Тхота-Краускопфа-Ловенберга. Приведем уравнения шины [5] для рассматриваемых в данной работе задач:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\Delta}_f + (V/\lambda)\Delta_f &= V\phi + \dot{Z} - 2h\dot{\phi}, \\ \tilde{F} &= K_F \tilde{U}, \\ \tilde{M} &= K_M \tilde{U}, \\ \tilde{U} &= \Delta_f / \lambda \end{aligned} \right\}, \quad (19)$$

где Δ_f – поперечная деформация шины, определенная в носовой (в переводе с английского “fore” – нос) точке зоны контакта шины с опорной поверхностью;

λ – длина релаксации шины;

$2h$ – длина зоны контакта.

Величины $\Delta_f, \tilde{F}, \tilde{M}, \tilde{U}$ – функции времени, величины V, λ, K_F, K_M – постоянные. Коэффициенты поперечной силы и восстанавливающего момента K_F, K_M найдем, используя зависимости установившегося увода $F(U), M(U)$:

$$\left. \begin{aligned} K_F &= \left. \frac{dF}{dU} \right|_{U=0}, \\ K_M &= \left. \frac{dM}{dU} \right|_{U=0} \end{aligned} \right\}.$$

Понятно, что

$$\tilde{M} = (K_M / K_F) \tilde{U}.$$

Поэтому достаточно для случаев поперечного поступательного движения и чистого поворота определить поперечную силу \tilde{F} , а также соотношение K_M / K_F .

4.1. Поперечно поступательное движение. Решив для случая (4), (6) дифференциальное уравнение системы (20), найдем:

$$\Delta_{fz}(t) = Z_0 [S_{fz} \sin \theta_z(t) + C_{fz} \cos \theta_z(t)], \quad (20)$$

где

$$S_{fz} = \frac{(\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z)^2}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z)^2}; \quad C_{fz} = \frac{\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z)^2},$$

где $\bar{\lambda} = \lambda / D$ – относительная длина релаксации. Теперь имеем

$$\tilde{F}_z(t) = (K_F / \lambda) Z_0 A_{fz} \sin(\omega_z t + \beta_{fz}),$$

где $K_F / \lambda = k$ – статическая боковая жесткость шины;

$$A_{fz} = \sqrt{S_{fz}^2 + C_{fz}^2}; \quad \beta_{fz} = \text{arctg}(C_{fz} / S_{fz}).$$

4.2. Чистый поворот. Для случая (4), (7):

$$\Delta_{f\phi}(t) = D A_{f\phi}(t) [S_{f\phi} \sin \theta_\phi(t) + C_{f\phi} \cos \theta_\phi(t)],$$

где

$$S_{f\phi} = \frac{\bar{\lambda} - 2\bar{h} \cdot (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi)^2}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi)^2}; \quad C_{f\phi} = -(\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi) \frac{2\bar{h} + \bar{\lambda}}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi)^2},$$

где, в свою очередь, $\bar{h} = h / D$ – относительная полудлина зоны контакта шины с опорной поверхностью.

Далее найдем:

$$\tilde{F}_\varphi(t) = (K_F / \lambda) D\varphi_0 A_{F\varphi} \sin(\omega_\varphi t + \beta_{F\varphi}),$$

где $A_{F\varphi} = \sqrt{S_{f\varphi}^2 + C_{f\varphi}^2}$; $\beta_{F\varphi} = \text{arctg}(C_{f\varphi} / S_{f\varphi})$.

Потребное для нахождения момента $\tilde{M}(t)$ отношение коэффициентов равно [9]:

$$K_M / K_F = h/3.$$

Поэтому:

$$\tilde{M}_Z(t) = (K_F / \lambda) DZ_0 A_{MZ} \sin(\omega_Z t + \beta_{MZ}),$$

$$\tilde{M}_\varphi(t) = (K_F / \lambda) D^2\varphi_0 A_{M\varphi} \sin(\omega_\varphi t + \beta_{M\varphi}),$$

где $A_{MZ} = \frac{1}{3} \bar{h} A_{FZ}$;

$\beta_{MZ} = \beta_{FZ}$ и $A_{M\varphi} = \frac{1}{3} \bar{h} A_{F\varphi}$;

$\beta_{M\varphi} = \beta_{F\varphi}$.

5. Модель Кларка-Доджа-Найбаккена. Искомые величины будем находить как функции поперечной деформации шины в передней и задней точках зоны ее контакта с опорной поверхностью, которые обозначим Δ_f и Δ_a , соответственно. (В переводе с английского «aft» - корма).

Обозначим через Z_f, Z_a координаты по оси $O_g Z_g$ передней и задней кромки зоны контакта шины и опорной плоскости, соответственно. Запишем в виде близком к [3] систему уравнений для нахождения силы и момента в общем случае нагружения:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F} &= C_F (\Delta_f + \Delta_a) / 2, \tilde{M} = C_M (\Delta_a - \Delta_f) / 2, \\ \dot{Z}_f + \left(\frac{V}{\lambda}\right) Z_f &= \left(\frac{V}{\lambda}\right) Z - V\varphi \left(1 + \frac{h}{\lambda}\right), \\ \Delta_f &= Z_f - Z + h\varphi, \Delta_a = Z_a - Z - h\varphi, \\ Z_a(t) &= Z_f(t - T) \end{aligned} \right\}, \quad (21)$$

где C_F, C_M, λ, h, T – постоянные величины;

Z, φ – заданные функции времени (4);

\tilde{F}, \tilde{M} – искомые функции времени;

Z_f, Z_a – неизвестные функции времени;

$C_F = k, C_M = k \left[\frac{h^2}{3(\lambda + h)} + \lambda \right]$ – коэффициенты силы и момента соответственно;

$T = 2h/V$ – временное запаздывание.

Система уравнений (21) содержит одно линейное дифференциальное уравнение первого порядка с постоянными коэффициентами и пять конечных соотношений; неизвестными здесь выступают шесть функций времени:

$$\tilde{F}(t), \tilde{M}(t), Z_f(t), Z_a(t), \Delta_f(t), \Delta_a(t).$$

При совместном рассмотрении уравнений (21) найдем:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F} &= \frac{1}{2} C_F [Z_f(t - T) + Z_f(t) - 2Z(t)], \\ \tilde{M} &= \frac{1}{2} C_M [Z_f(t - T) - Z_f(t) - 2h\varphi(t)] \end{aligned} \right\}. \quad (22)$$

Для дальнейшего коэффициенты силы и момента запишем в виде:

$$C_F = k, C_M = kD \left[\frac{\bar{h}^2}{3(\bar{\lambda} + \bar{h})} + \bar{\lambda} \right].$$

5.1. *Поперечно поступательное движение.* Функцию $Z_f(t)$ найдем, решив соответствующее усеченное дифференциальное системы (21). Придем к:

$$Z_{fz}(t) = Z_0(s_{fz} \sin \omega_z t + c_{fz} \cos \omega_z t),$$

где

$$s_{fz} = \frac{1}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z)^2}; \quad c_{fz} = -\frac{\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_z)^2}.$$

Далее найдем функцию $Z_{fz}(t-T)$. Будем иметь:

$$Z_{fz}(t-T) = Z_0(s_{az} \sin \omega_z t + c_{az} \cos \omega_z t),$$

где с учетом величины запаздывания:

$$s_{az} = s_{fz} \cos(2\bar{h}\bar{\Omega}_z) + c_{fz} \sin(2\bar{h}\bar{\Omega}_z); \quad c_{az} = -s_{fz} \sin(2\bar{h}\bar{\Omega}_z) + c_{fz} \cos(2\bar{h}\bar{\Omega}_z).$$

Подытоживая, запишем

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F}_Z &= C_F Z_0 (S_{FZ}^* \sin \omega_z t + C_{FZ}^* \cos \omega_z t), \\ \tilde{M}_Z &= C_M Z_0 (S_{MZ}^* \sin \omega_z t + C_{MZ}^* \cos \omega_z t) \end{aligned} \right\},$$

где

$$\begin{aligned} S_{FZ}^* &= \frac{1}{2}(s_{fz} + s_{az} - 2); \quad C_{FZ}^* = \frac{1}{2}(c_{fz} + c_{az}); \\ S_{MZ}^* &= \frac{1}{2}(s_{az} - s_{fz}); \quad C_{MZ}^* = \frac{1}{2}(c_{az} - c_{fz}) \end{aligned}$$

и

$$\tilde{F}_Z(t) = C_F Z_0 A_{FZ} \sin(\omega_z t + \beta_{FZ}), \quad \tilde{M}_Z(t) = C_M Z_0 D A_{MZ} \sin(\omega_z t + \beta_{MZ}),$$

где

$$\begin{aligned} A_{FZ} &= \sqrt{S_{FZ}^{*2} + C_{FZ}^{*2}}; \quad \beta_{FZ} = \arctg(C_{FZ}^* / S_{FZ}^*); \\ A_{MZ} &= \left[\frac{\bar{h}^2}{3(\bar{\lambda} + \bar{h})} + \bar{\lambda} \right] \sqrt{S_{MZ}^{*2} + C_{MZ}^{*2}}; \quad \beta_{MZ} = \arctg(C_{MZ}^* / S_{MZ}^*). \end{aligned}$$

5.2. *Чистый поворот.* Последовательно найдем:

$$Z_{f\phi}(t) = \phi_0 D (s_{f\phi} \sin \omega_\phi t + c_{f\phi} \cos \omega_\phi t),$$

где

$$\begin{aligned} s_{f\phi} &= -\frac{\bar{\lambda} + \bar{h}}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi)^2}; \quad c_{f\phi} = \frac{\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi (\bar{\lambda} + \bar{h})}{1 + (\bar{\lambda} \cdot \bar{\Omega}_\phi)^2}; \\ Z_{f\phi}(t-T) &= \phi_0 D (s_{a\phi} \sin \omega_\phi t + c_{a\phi} \cos \omega_\phi t), \end{aligned}$$

где с учетом величины запаздывания:

$$s_{a\phi} = s_{f\phi} \cos(2\bar{h}\bar{\Omega}_\phi) + c_{f\phi} \sin(2\bar{h}\bar{\Omega}_\phi); \quad c_{a\phi} = -s_{f\phi} \sin(2\bar{h}\bar{\Omega}_\phi) + c_{f\phi} \cos(2\bar{h}\bar{\Omega}_\phi).$$

Далее придем к:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{F}_\phi &= C_F \phi_0 D (S_{F\phi}^* \sin \omega_\phi t + C_{F\phi}^* \cos \omega_\phi t), \\ \tilde{M}_\phi &= C_M \phi_0 D (S_{M\phi}^* \sin \omega_\phi t + C_{M\phi}^* \cos \omega_\phi t) \end{aligned} \right\},$$

где

$$\begin{aligned} S_{F\phi}^* &= \frac{1}{2}(s_{f\phi} + s_{a\phi}); \quad C_{F\phi}^* = \frac{1}{2}(c_{f\phi} + c_{a\phi}); \\ S_{M\phi}^* &= \frac{1}{2}(s_{a\phi} - s_{f\phi} - 2\bar{h}); \quad C_{M\phi}^* = \frac{1}{2}(c_{a\phi} - c_{f\phi}). \end{aligned}$$

Окончательно,

$$\tilde{F}_\phi(t) = C_F D \phi_0 A_{F\phi} \sin(\omega_\phi t + \beta_{F\phi}),$$

где

$$A_{F\varphi} = \sqrt{S_{F\varphi}^{*2} + C_{F\varphi}^{*2}}; \beta_{F\varphi} = \arctg(C_{F\varphi}^* / S_{F\varphi}^*)$$

и

$$\tilde{M}_{\varphi}(t) = C_F D^2 \varphi_0 A_{M\varphi} \sin(\omega_{\varphi} t + \beta_{M\varphi}),$$

где

$$A_{M\varphi} = \left[\frac{\bar{h}^2}{3(\bar{\lambda} + \bar{h})} + \bar{\lambda} \right] \sqrt{S_{M\varphi}^{*2} + C_{M\varphi}^{*2}}; \beta_{M\varphi} = \arctg(C_{M\varphi}^* / S_{M\varphi}^*).$$

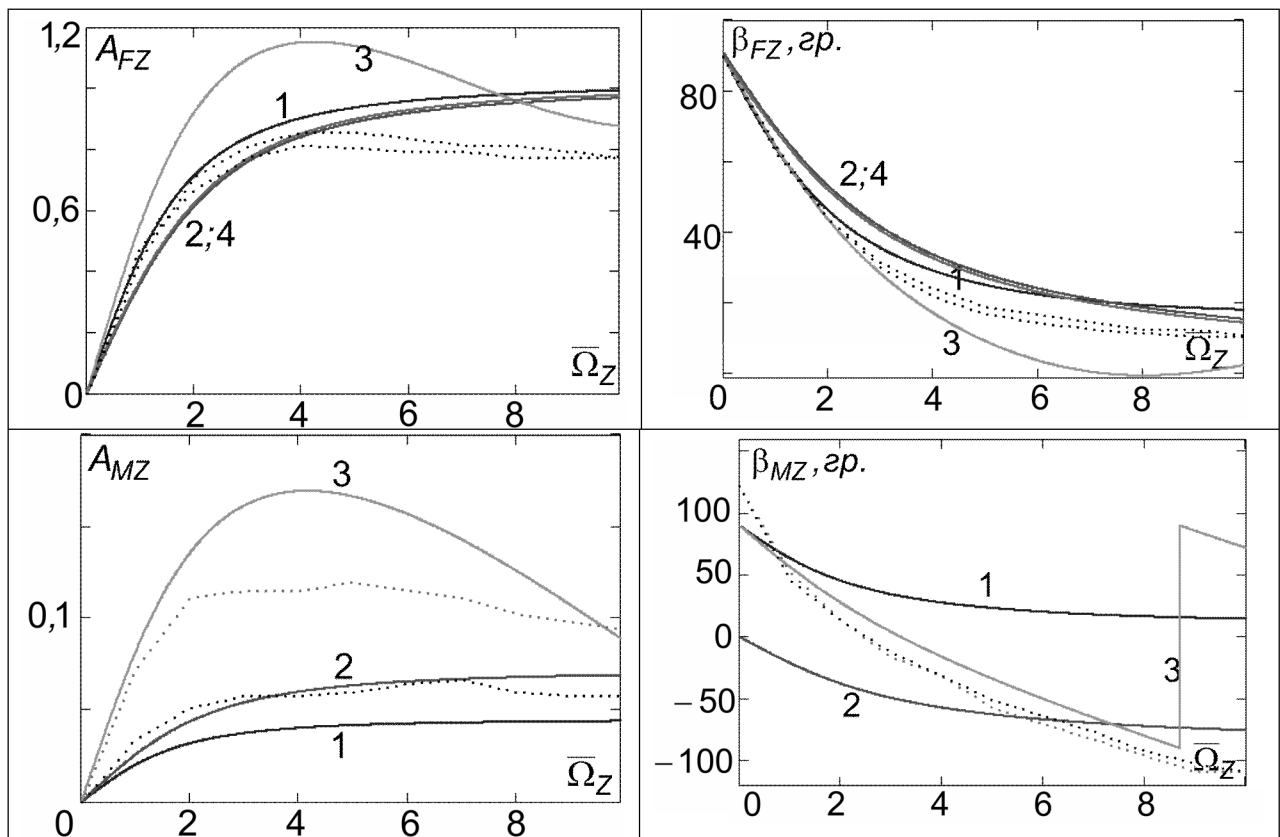
6. Сопоставление теоретических и экспериментальных данных.

В таблице 2 приведем данные для расчетов, а на рис.4 – результаты расчетов для рассматриваемых моделей и случаев нагружения. Сплошные линии на рисунке являются выше описанными теоретическими результатами, а пунктиром изображены экспериментальные данные [3,4]. Линии «1» соответствуют модели Сура-Сурьянараяна для $V = 2,5 м/с$, линии «2» - модели Тхота-Краускопфа-Ловенберга, линии «3» - модели Кларка-Доджа-Найбаккена для конечной длины зоны контакта ($h \neq 0$), линии «4» - модели Кларка-Доджа-Найбаккена для точечного контакта ($h = 0$).

Таблица 2 - Данные для расчетов

Шина	$\bar{h} = h/D$	$\bar{\lambda} = \lambda/D$
A23	0,214	0,390
A24	0,214	0,304

Поперечно поступательное движение



Чистый поворот

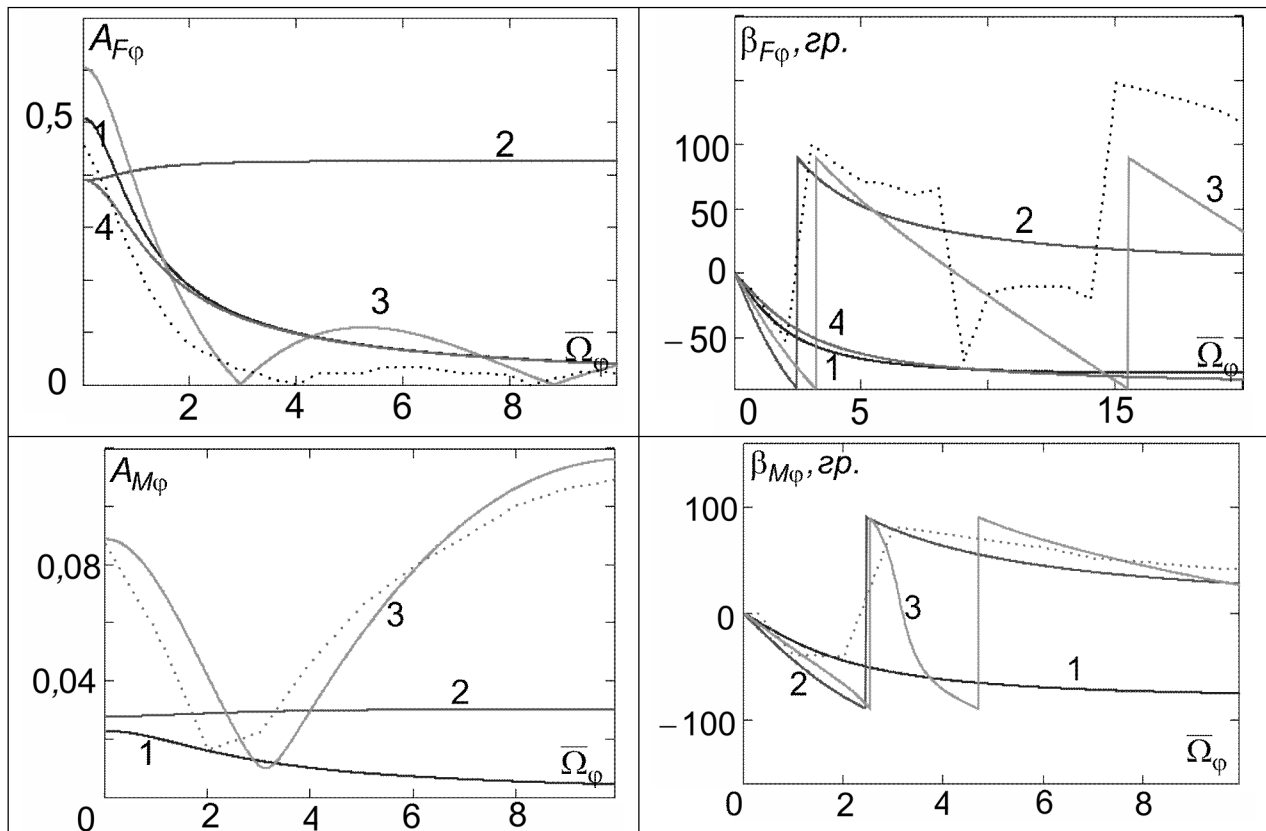


Рисунок 4 - Теоретические и экспериментальные данные

Экспериментальные данные получены в ходе динамических испытаний мелко масштабных моделей авиационных шин A20, A23, A24; при этом частоты возбуждения варьировались в диапазоне от 1 до 7 Гц, а скорости V - от 0,256 до 11,8 м/с.

Обратим внимание на кривые «4». Они построены для случая, который в авторских работах назван случаем точечного контакта, т.е. при условии, что $h = 0$ м. Однако те же кривые будем иметь при экстраполяции полученных результатов на случаи высокой скорости движения. При $V \rightarrow \infty$ будем иметь:

$$T \rightarrow 0, Z_a \rightarrow Z_f, \tilde{M} \rightarrow 0 \text{ и } \bar{\Omega} \rightarrow 0.$$

7. Выводы и заключение. В работе приведены к единому виду и сопоставлены с лабораторными экспериментальными данными временные функции поперечной силы трения $\tilde{F}(t)$ и восстанавливающего момента $\tilde{M}(t)$ на катящейся шине для двух случаев ее вынужденных колебаний (поперечно поступательное движение и чистый поворот) и при использовании трех теоретических моделей. (Причем, одна из моделей, модель Кларка-Доджа-Найбаккена, рассмотрена в двух версиях – бесконечно малой и конечной длины зоны контакта шины с опорной поверхностью). Сопоставлены графики функций амплитуды и фазового угла от приведенной частоты возбуждения.

Установлено:

1. Для всех моделей, исключая модель Сура-Сурьянраньяна, существует один комплексный параметр условий качения и внешнего нагружения – приведенная по Кларку-Доджу-Найбаккenu частота нагружения. (В модели Сура-Сурьянраньяна имеют место два параметра внешнего нагружения - приведенная частота нагружения и скорость движения шины).

2. Все модели поставляют близкие между собой и с экспериментальными данными результаты лишь в отношении поперечной силы трения при поперечно поступательном движении шины.

3. Модель Кларка-Доджа-Найбаккена в версии конечной длины контакта для различных компонентов трения и режимов нагружения шины дает результаты, по меньшей мере, качественно адекватные экспериментальным результатам.

4. При использовании модели неустановившегося движения шины, как составной части динамической модели пневмоколесной машины, необходимо оценивать ее пригодность для рассматриваемых конструкций подвески и режимов движения машины.

С учетом результатов данной работы и работы [11] представляется, что учет эффектов запаздывания при качении шины является необходимым элементом моделирования неустановившегося движения колес шасси пневмоколесных машин.

Список литературы

1. Pacejka H.V. Tyre and vehicle dynamics. Butterworth-Heinemann, 2006.- 642 p.
2. Rill G. First order tire dynamics/III European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering. Lisbon, 5-8 June 2006, 9 p.
3. Clark S., Dodge R., Nybakken G. Dynamic properties of aircraft tires// J. aircraft. – 1974.- Vol.11, №3.- P. 166-172.
4. Clark S., Dodge R., Nybakken G. An evaluation of string theory for the prediction of dynamic tire properties using scale model aircraft tires/NASA report CR-2058. Washington, 1972.- 47 p.
5. Thota P., Krauskopf B., Lowenberg M. Interaction of torsion and lateral bending in aircraft nose landing gear shimmy//Nonlinear Dynamics. 2009, v.57, №3. P.455-467.
6. Thota P., Krauskopf B., Lowenberg M. Shimmy in a nonlinear model of an aircraft nose landing gear with non-zero rake angle/Proceedings of European Nonlinear Oscillations Conference (ENOC-2008), Saint Petersburg, Russia, 30 June-4 July 2008. 5 p.
7. Sura N.K., Suryanarayan S. Lateral response of nose-wheel landing gear system to ground-induced excitation//Journal of aircraft, vol.44, No. 6, 2007.- 1998-2005 p.
8. Von Schlippe B., Dietrich R. Das Flattern eines bepunkteten Rades, Bericht 140 der Lilienthal Gesellschaft (1941), English translation: NACA TM 1365, 1954, pp. 125-147.
9. Moreland W.J. The story of shimmy//Journal of the aeronautical sciences, vol.21, No 12, 1954. P.793-808.
10. Плахтиенко Н.П., Шифрин Б.М. Одноступенная модель колебаний опоры шасси самолета// Техн. механика. – 2006.- №1.– С.16-25.
11. Ларькин Е.И. Сопоставление различных теорий качения пневматика в применении к задаче шимми колес самолета//Труды ЦАГИ.– Вып.1893. 1977.– С.3-15.
12. Takacs D., Orosz G., Stepan G. Delay effects in shimmy dynamics of wheels with stretched string-like tyres//European journal of mechanics A/Solid, №28, 2009. P.516-525.

Б. Шифрин

Зіставлення моделей тертя на шині при її коливаннях

Теоретично вивчені поперечна сила тертя і поновлюючий момент, що виникають на шині при її несталому (що коливає) русі поблизу нульового кута відведення. Приведені до єдиного вигляду і зіставлені між собою, а також з даними експериментів результати моделювання, отримані при використанні трьох моделей.

B. Shifrin

Comparison of the models of frictions on a tyre unset (shake) motion

In theory studied transversal force frictions and evocative moment, arising up on a tyre at its unset (shake) motion near-by a zero corner of withdrawal. Resulted to the single kind and confronted between itself, and also with by information of experiments results designs, got at the use of three models.

Получено 30.11.09

УДК 321.30.06

**М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, О.І. Скібінський, доц., канд. техн. наук,
О.В. Дробік, студ., А.В. Пономаренко, студ.**

Кіровоградський національний технічний університет

Адаптивне керування процесом алмазного розверчування

В статті розглядається необхідність застосування адаптивного керування при алмазному розверчуванні, можливість перетворення електричних сигналів в гідравлічні. Функційні можливості гідроприводів з пропорційним регулюванням.

адаптивне керування, пропорційні гідророзподільвачі, дросель, гідропривід

При алмазному розверчуванні отворів проблемним є забезпечення геометричної точності оброблюваної поверхні (циліндричності). Для забезпечення вищезгаданої точності доцільно здійснювати керування процесом безпосередньо на підставі контролю параметрів обробки.

Аналіз процесу алмазного розверчування привів до висновку, що найбільш цілеспрямовано здійснювати керування процесом за рахунок адаптивних елементів оснащення верстата для алмазного розверчування адаптивною системою керування. Це дасть можливість забезпечити точність оброблюваних отворів.

Особливості процесів алмазного розверчування (АР) передбачають крайню необхідність застосування адаптивного керування. Це обумовлено тим, що вхідні параметри процесу, а саме натяг, в процесі обробки значно впливає на вихідний параметр – відхилення від циліндричності і розмір оброблюємих отворів.

Оптимально досягнути необхідний рівень керування режимами АР можливо інтеграцією сучасних електронних керуючих систем з гідравлічною апаратурою, яка укомплектована дистанційним пропорційним керуванням.

Сполучення малопотужних електричних сигналів в контурах керування і гідравлічного принципу передачі потужності дозволяє вирішувати питання автоматизації процесу АР з максимальною гнучкістю.

Для перетворення електричних сигналів в гідравлічні параметри використовується гідравлічна апаратура з пропорційним електричним керуванням.

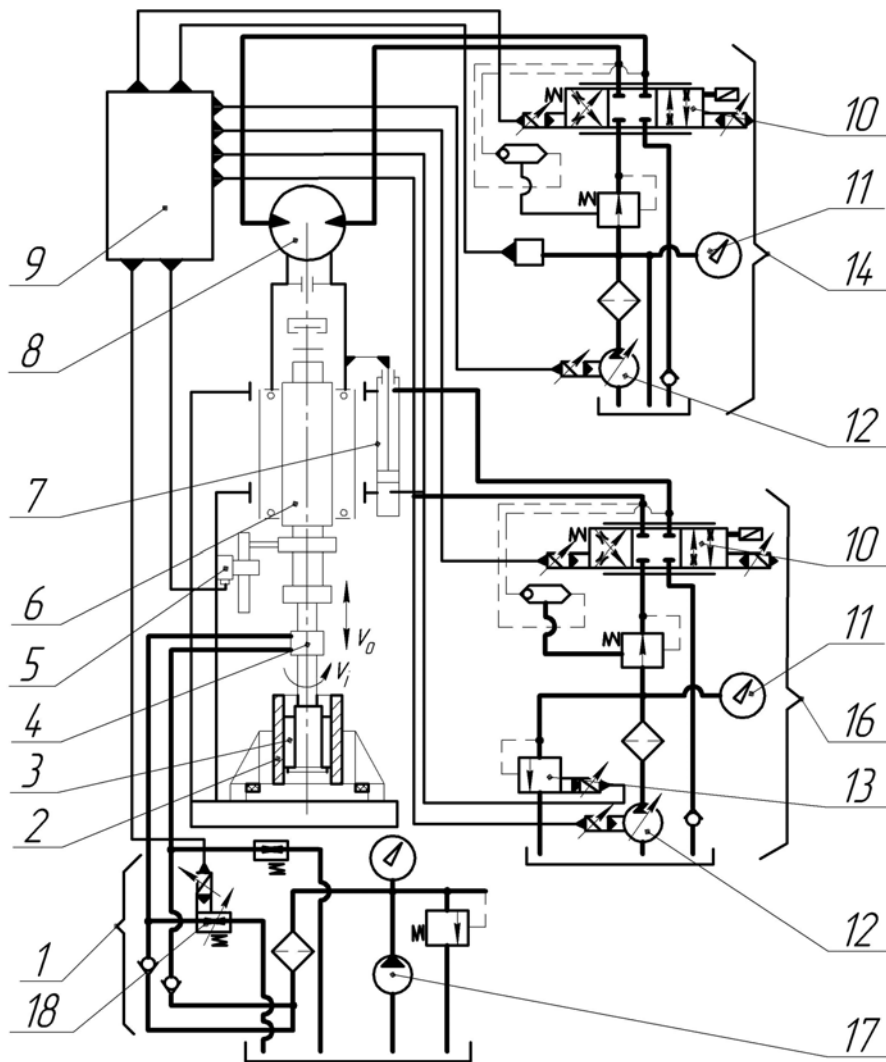
В складі системи: пропорційні гідророзподільники, дроселі, регулятори об'ємної подачі, пропорційні клапани тиску, редуційні пропорційні клапани, а також відповідні узгоджуючі електронні блоки.

Функційні можливості пропорційних гідророзподільників передбачають їх виконання в комплекті з клапанами.

Пропорційні дроселі і регулятори об'ємної подачі забезпечують безступінчасте керування швидкістю переміщення виконавчих органів.

Найбільш доцільним є перетворення пропорційних гідроприводів із керуючих в регулюючі, тобто оснащення їх контурами зворотнього зв'язку по вихідним параметрам – об'ємній подачі та тиску.

Функційні можливості гідроприводів з пропорційним регулюванням досліджені на експериментальному верстаті для АР (рис. 1). На рис. 1 представлена схема верстата оснащеного трьома незалежними замкненими адаптивними гідроприводами.



1- пропорційний гідропривід регулювання натягу в спряженні деталь-інструмент; 2- деталь; 3- інструмент; 4- гідравлічна муфта; 5- датчик зворотнього зв'язку; 6- шпindel верстата; 7- гідроциліндр; 8- гідромотор; 9- пристрій ЧПУ; 10- пропорційний розподільник; 12- насос; 13- запобіжний клапан; 14- пропорційний гідропривід регулювання частоти обертів шпинделя; 15- датчик; 16- пропорційний гідропривід управління осьовою подачею шпинделя; 17- насос живлення; 18- пропорційний гідродросель

Рисунок 1 – Схема верстата для алмазного розверчування з адаптивною системою керування

Пропорційний гідропривід 1 забезпечує необхідний натяг в спряженні інструмент 3 – деталь 2. Подача рідини у виконавчий орган збільшення натягу алмазної розвертки 3 здійснюється через гідравлічну муфту 4, яка закріплена на шпинделі верстата 6.

Пропорційний гідропривід 1 отримує команду від датчика 15, який контролює тиск в напорній магістралі гідромотора 8 через пристрій ЧПУ 9. Пропорційний гідропривід 16 забезпечує осьову подачу шпинделя 6 з інструментом 3 вздовж оброблююмого отвору деталі 2, з необхідною швидкістю V_0 і з необхідним позиціонуванням, через гідроциліндр 7.

Керуючу команду гідропривід 16 отримує від датчика зворотнього зв'язку 5 через пристрій ЧПУ 9.

Пропорційний гідропривід 14 забезпечує необхідну швидкість обертання інструменту V_i через гідромотор 8. Керуючу команду гідропривід 14 отримує від датчика 15 через пристрій ЧПУ 9. Гідропривід 1 вміщує насос живлення 17 і пропорційний гідродрозель 18, який змінює тиск в магістралі зливу.

Гідроприводи 14 і 16 оснащені насосами 12 з пропорційним керуванням об'ємної подачі та пропорційними розподільниками 10. Крім того, в склад гідроприводу 16 входить пропорційний запобіжний клапан 13.

Представлена схема верстата забезпечує адаптивне керування процесом по заданій програмі.

Функції керування і регулювання в приводах усіх контурів здійснюються за допомогою електронної системи керування 9. У відповідний контур регулювання 1, 14 або 16 вводиться задаючий сигнал. Отримана регулююча величина (фактичне значення) постійно вимірюється датчиками зворотнього зв'язку 5 і 15. Цей параметр перетворюється в співставлену величину і порівнюється з задаючим сигналом.

Якщо задаючий сигнал і фактичне значення не співпадають, то різниця перетворюється в командний сигнал, який впливає на регулюючі складові 10, 18. Конттури керування виконані замкненими, внаслідок чого досягається висока точність регулювання виконавчих органів.

Адаптивне керування процесом алмазного розверчування за рахунок застосування пропорційних і гідравлічних елементів дає можливість найбільш оптимально керувати процесом. При умові забезпечення можливості керування частотою обертання інструменту, швидкістю зворотно-поступального руху та натягом в спряженні інструмент-деталь.

Список літератури

1. Прогресивные методы хонингования./ С.И. Куликов, Ф.Ф. Ризванов, В.А. Романчук, С.В. Ковалевский.-М.: Машиностроение, 1983. - 134 с.
2. Фрагин И.Е.. Новое в хонинговании.– М.: Машиностроение, 1980. - 93 с.
3. Каяшев А.И., Романчук В.А. Механизм с ЧПУ для радиальной подачи хонинговальных брусков.// Станки и инструмент.– 1992.– №1.
4. Криворучко Д.В., Кожемякин С.В. Обработка сквозных глубоких отверстий 6-8 квалитетов точности: проблемы и решения.// Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету.– Вип.. 13.– Кіровоград, 2003.

М. Подгаецкий, А. Скибинский, О. Дробик, А. Пономаренко

Адаптивное управление процессом алмазного развертывания

В статье приведены механизмы, которые дают возможность оптимально достичь необходимый уровень управления режимами алмазного развертывания за счет интеграции современных электронных систем с гидравлической аппаратурой. Рассмотрены функциональные возможности гидроприводов с пропорциональным управлением на экспериментальном станке.

М. Podgaetskij, A. Skibinskij, O. Drobik, A. Ponomarenko

Adaptive management of process of diamond expansion

In article mechanisms which are presented give the chance to reach optimum necessary level of management of modes of diamond expansion at the expense of integration of modern electronic systems with hydraulic equipment. Functionality of hydrodrives with proportional management on experimental the machine tool is considered.

Одержано 11.12.09

УДК 631.312.6

В.І. Корабельський, проф., д-р техн. наук, А.В. Спірін, доц., канд. техн. наук, І.М. Ковальова, асп.

Вінницький державний аграрний університет

Особливості проектування ґрунтообробної техніки з урахуванням агротехнологічних і екологічних вимог

В статті подано теоретичні дослідження, які є основою системи геометричного проектування робочих органів ґрунтообробних машин. Обґрунтовується актуальність проблеми розробки криволінійних розпушувачів для якісної обробки ґрунту з метою максимального використання його біологічної активності.

робочий орган, паркетний каркас, деформація ґрунту

Постановка проблеми. Вирішення задач розробки і впровадження новітніх досягнень науки і техніки в практиці сільськогосподарського машинобудування і виробництва можливе лише при застосуванні новітньої техніки, яка дозволяє не тільки полегшити обробку ґрунту і збільшити продуктивність праці, але й забезпечити високу якість при виконанні всіх технологічних процесів.

Підвищенню врожайності сприятиме вибіркове застосування різних знарядь в конкретних кліматичних і ґрунтових умовах. Завдання створення нових ґрунтообробних знарядь передбачає, передусім, пошук нових органів, які безпосередньо виконують той чи інший технологічний процес, оскільки робочі органи найчастіше визначають конструктивну схему усієї машини.

В сучасному сільськогосподарському машинобудуванні проводяться роботи, направлені на вирішення поставлених задач. Серед них важливе місце займають теоретичні дослідження технологічних процесів, які здійснюються робочими органами ґрунтообробних знарядь, оскільки від степені відповідності поверхонь впливу їх призначенню залежить якість роботи пристрою в цілому, його продуктивність і енергоємність.

Постановка завдання. Встановлення найбільш раціональних форм і параметрів поверхонь робочих органів, знаходження оптимальних технологічних процесів їх роботи.

Основна частина. Зростаюча потужність тракторного парку висуває свої умови до проектування: нові ґрунтообробні машини по своїй енергоємності і ширині захвату повинні відповідати завантаженню високопотужних двигунів. Оскільки значне збільшення ширини захвату агрегатів утруднене в зв'язку з різноманітністю рельєфу полів, актуальним напрямком в плані підвищення продуктивності залишається розробка машин, які забезпечують якісне виконання ґрунтообробних операцій на підвищених швидкостях.

Важливою проблемою сільськогосподарського виробництва є якісна обробка ґрунту з метою максимального використання його біологічної активності. Домогтися високої функціональності робочих органів при широкому діапазоні ґрунтових зон можна не тільки багатоманітністю їх варіантів з наступним вибором найкращого зразка, але й вивченням процесу пошуку оптимального рішення при конструюванні поверхні робочого органу.

Нечіткість агротехнологічних вимог, які висуваються до тих чи інших процесів обробки ґрунту, ускладнює створення адекватних науково обґрунтованих моделей процесу, що в основному обумовлює експериментальну методику вибору виду поверхонь.

Нажаль досі відсутня методика проектування поверхонь робочих органів з урахуванням наперед заданих умов переміщення і деформації ґрунтового шару. Нові форми робочих органів отримують експериментальним підбором на основі багаточисельних випробувань дослідних зразків. Існуючі методи проектування дають можливість геометрично інтерпретувати експериментально вибрану поверхню, виконати її точну побудову. Однак пошук нових форм такими методами не передбачений. Поява в практиці землеробства різноманітних робочих органів відповідно викликає появу методів, які описують конкретні геометричні поверхні. Незначна кількість досліджень мають в своїх графоаналітичних апаратах побудови поверхонь елементи агротехнічних і технологічних вимог, закладених в алгоритми отримання поверхні в аналітичному або графічному вигляді [2, 3]. Однак широкого розповсюдження ці методи поки що не набули через їх відносну складність і значну трудомісткість.

В зв'язку з цим виникає необхідність розробки простих і ефективних методів проектування робочих органів, які б задовольняли вимогам по переміщенню і деформації ґрунту як основним технологічним показникам обробки. Оскільки ведення теоретичних досліджень по пошуку форми поверхні в аналітичному виді потребує переадавання отриманих результатів у вигляді креслення, то моделювання технологічних процесів краще вести саме в геометричному вигляді, виражаючи загальні вимоги об'ємними моделями напрямків впливу: до пересування шарів – траєкторними характеристиками, а до деформування шару – у вигляді векторних епюр тиску.

Подальшому розвитку цього напрямку сприяє новий підхід до процесу моделювання заданих вимог і створення на його основі методів конструювання поверхонь. Процес моделювання пропонується вести з використанням геометричної взаємодії різноманітно орієнтованих в просторі елементарних відсіків площин (паркетів) з ґрунтовим середовищем. Таке моделювання дозволяє виконувати побудову поверхні паркетним каркасом, відповідним набору заданих напрямків.

Розробка методики проектування по основних агротехнологічних вимогах дозволяє вирішувати наступні завдання:

- підвищення продуктивності конструювання сімейства поверхонь, геометрично пов'язаних з заданими умовами (наприклад, переміщення, деформація шару тощо);
- теоретичне обґрунтування і проектування принципово нових різновидів робочих органів;
- інтенсифікація процесів обробки ґрунту за допомогою органів, поверхні яких володіють значною технологічною ефективністю.

Найбільш характерним і зручним для математичної формалізації суті процесу обробки ґрунту можна вважати напрямок переміщення окремих елементів ґрунтового шару [4]. Такий підхід до моделювання використовується як для оранки ґрунту з оборотом шару, так і для інших видів впливу на ґрунт, які не викликають значної довжини її переміщення (наприклад, різні види рихлення).

Таким чином, розроблюваний апарат побудови поверхонь повинен в свій алгоритм включати дві основних вимоги: переміщення ґрунту і його деформацію. В зв'язку з неоднорідністю ґрунтового середовища виконати цілим таким геометричний апарат складно, тому конструювання необхідно проводити диференційовано, попередньо досліджуючи можливості моделювання переміщення ґрунту, а потім – його

деформації. При цьому необхідно враховувати, що існує чіткий взаємозв'язок між характером переміщень в шарі і комплексом деформацій, які виникають при цьому.

Одна з основних вимог – переміщення шару доцільно моделювати, виходячи з наявних в землеробній механіці законів реології ґрунту під впливом двогранного і тригранного клинів (фронтально-проектуючої і площини загального положення відповідно). За основу графоаналітичного зв'язку між поверхнею робочого органу і процесом переміщення ґрунту взятий метод траєкторного аналізу роботи як плоских, так і криволінійних поверхонь [1, 2].

Взаємозв'язок між кутковими параметрами орієнтації робочої площини в просторі і параметрами траєкторії переміщення елементарних часток ґрунту під впливом її є однією з постановочних умов для розробки математичної моделі залежності форми поверхні від виду технологічного процесу. При цьому для аналізу переміщення шару поверхні комплексно використані траєкторні характеристики руху часток шару як у відносній, так і в абсолютній системах відліку, що дозволило розробити принципово новий метод конструювання.

Раніше траєкторний аналіз лемішно-відвальних поверхонь вівся диференційовано [3, 6], оскільки в комплексному абсолютно-відносному аналізі не виникало потреби. При новому моделюванні використані дослідження по визначенню відносних траєкторій для різноманітних поверхонь впливу, починаючи з площинних, потім – криволінійних закономірних і завершуючи складними поверхнями технічних форм, незакономірних по своєму аналітичному визначенню. У випадку необхідного визначення виду рівняння таких форм незакономірні поверхні можуть бути апроксимовані наближеними по формі закономірними поверхнями за наявними в прикладній геометрії методами апроксимації [4].

Оскільки дослідження проводяться в геометричному вигляді, взаємозв'язки між відносною і абсолютною траєкторією переміщення часток ґрунту також конкретизуються в графічному вигляді. Відносна траєкторія фактично є слідом, який прокреслюється окремими частками ґрунту на поверхні, а траєкторія в абсолютній системі відліку наочно показує характер переміщення часток ґрунту в просторі. Об'ємні графічне і макетне відтворення траєкторних характеристик дозволяють вести цілий комплекс досліджень, пов'язаних з геометричним моделюванням конкретних технологічних процесів ґрунтообробки за допомогою абсолютних траєкторій. Причому, побудовані по цим моделям поверхні впливу можуть легко коригуватися як за рахунок зміни форми абсолютних траєкторій (відповідно вимогам агротехніки на конкретних ґрунтах і для певних культур), так і за рахунок ускладнення моделі при доповненні до основного завдання інших, менш важливих, ніж переміщення і деформація, вимог (наприклад, специфіка роботи на щільних ґрунтах або на підвищених швидкостях).

Основні технологічні вимоги до обробки ґрунту, крім його переміщення, включають ще й питання деформування, розпушення моноліту. Оскільки процес створення раціонального рихлення ґрунту з метою максимального використання його біологічної активності є досить складним, він досліджується і моделюється окремо. Особливий інтерес до формалізації напружених станів в ґрунті з'являється при розробці знарядь, які виконують суто деформаційні процеси: розпушувачів, глибокородпушувачів, плоскорізів, культиваторів та ін.

Акцентування уваги на технологічних умовах, пов'язаних з деформацією шару, накладає на проектування таких органів свою специфіку. Процеси, які ними виконуються, при значній розпушувальній здатності, повинні проходити без великих енергетичних витрат. При цьому загальний енергопотенціал, який планується по завданню на розпушування моноліту, повинен бути використаний на корисні дії. Плоскі органи, концентруючи велике зусилля в окремих зонах (наприклад, на носку або

кромці різання), можуть зменшити живильні якості ґрунту, руйнуючи найбільш біологічно активну мілкогрудкову структуру.

В зв'язку з цим виникає головна вимога до форми проектуємих деформаторів – рівномірний розподіл тисків по всій зоні впливу за рахунок визначення знаку і параметрів кривизни [5]. Питання дослідження якісної сторони деформації досить актуальне, оскільки його важко вирішити і перевірити експериментально. Наслідки неправильної обробки ґрунту даються взнаки через декілька років, коли при дуже несприятливих кліматичних умовах зруйнований ґрунт може частково ерозіюватися, оголюючи при цьому збіднений нижній шар.

В зв'язку з цим продовжує залишатися актуальною проблема розробки криволінійних розпушувачів, які виконували б за рахунок зміни напрямку впливу свої функції по створенню раціонального складу ґрунту, його аерації, вологоаккумуляційних якостей при умові збереження біологічної структури по всій глибині обробки. Як показують дослідження, руйнація дрібногрудкової структури до пиловидного стану відбувається в зонах найбільшого сплеску епюр нормальних тисків ґрунтів на плоский орган. Очевидно, що максимальні за висотою і площею сплески епюр припадають на особливо круті ділянки поверхні, орієнтовані по розташуванню поблизу до моноліту, де опір незруйнованого шару максимальний (носок розпушувача, нижня кромка лемеху тощо). Використання геометричних інтерпретацій таких зв'язків дає можливість керувати величиною і розташуванням зони впливу з метою її оптимізації. Загальний принцип розробки поверхонь при цьому залишається попереднім: першочергово проводимо широкий графічний аналіз виконання деформації органів різної форми за допомогою визначення епюр тиску на ґрунт. Експериментальні дані по складанню форми лінії векторів тиску і параметрами робочого органа (у випадку площинного розглядання одного параметру – кута між робочою і горизонтальною площинами) стає вихідним матеріалом для створення графоаналітичної моделі такого зв'язку [4, 5]. При цьому будемо вважати просторову зону дії нормальних векторів від тієї чи іншої форми поверхні деформатора геометричною моделлю деформації. Набір даних по різних геометричних формах деформаторів дає змогу визначити зв'язок між видом поверхонь, їх параметрами – з одного боку, і кількісним і якісним станами деформації – з іншого. Останнє виражене об'ємом (кількісний показник) і формою (якість розпушення) геометричної фігури, розташованої між поверхнею впливу і поверхнею, яка визначається кінцями векторів тиску.

Суть векторного конструювання поверхонь впливу, аналогічна до траекторної, засновується не на прямому алгоритмі зв'язку між формою поверхні і видом геометричної фігури, утвореної полем векторів, а на зворотному. Маючи дані по параметрах зони розпушування, фізико-механічних властивостях ґрунту, можна вести геометричну розробку вказаної фігури з метою усунення високоінтенсивних зон, збільшуючи деформацію в зонах шару, де зміна напруг ефективна і не викликає появи ознак руйнування структури.

Траекторне і векторне моделювання умов з наступним отриманням поверхонь може застосовуватися для органів з характерними вимогами (наприклад, траекторне – для накривача, підкопуючих і подаючих пристроїв та ін., а векторне – для дренажів, глибокорозпушувачів, чизелів). Деякі пристрої можуть розроблятися з використанням обох способів (каркасне паркетування), оскільки вони проектуються для виконання комплексу вимог, які включають і деформацію і переміщення (скоби для викопування саджанців, лемеші, пристрої для розпушування щільних ґрунтів тощо).

Геометричне формоутворення застосовується при отриманні пристроїв з однохарактерною дією, яка задається однією моделлю (розпушувачі, підкопуючі органи, укривачі), а також для машин, що здійснюють цілий комплекс дій, що потребує побудови об'ємної моделі (скоби, лемеші тощо). В деяких випадках суміжні поверхні самостійно працювати не можуть, оскільки одна з них підготовлює умови для наступної. Так, наральник на лемеші ССТ-12А стискає ґрунт, перетворюючи його в

демпфер при защемленні насіння; скоба ПРВМ-15000 спочатку звертає шар, а потім його розломлює знакозмінною дією, вивільняючи тим самим велику кількість внутрішніх зв'язків; розпушувач ПРН-31000 гвинтовидно та поетапно обтискає вирізаний шар [4, 5].

В ряді випадків вплив ваги ґрунту, який є в процесі руйнування шару істотним фактором, блокувався і підсилювався спеціальними пристроями (котки-бітери при підкопуванні коренеплодів в КС-6Б-06, бокові вушка в скобах ПРВМ) [4].

Для вказаних прикладів використовується більш загальний випадок формоутворення – організація паркетного каркасу поверхні. Якщо в тракторному і векторному методах поверхня визначається за допомогою лінійного каркасу, то для операцій, які складаються з цілого комплексу впливів, запропонований новий спосіб побудови поверхні. При цьому поверхня графічно і макетно виконується з елементарних відсіків площин (паркетів), розміри і орієнтація яких залежить від характеру їх впливу на окремі частини шару. Реологічні характеристики таких відсіків беруться або з результатів досліджень для дво- і тригранних клинів, або з геометрично схожих ділянок поверхні існуючих органів.

Перспективи подальших наукових розвідок у даному напрямку. Необхідно макетувати у зменшеному виді поверхню, отриману в результаті теоретичного прогнозу, здійснити її випробування в ґрунтовому каналі, скоригувати її параметри, виготовити в натуральну величину і провести весь комплекс польових випробувань.

Висновок. Розглянуті теоретичні дослідження, відрізняючись принциповою новизною, є основою запропонованої системи геометричного проектування робочих органів ґрунтообробних машин.

Головна частина цієї системи, яка полягає в теоретичній організації елементів поверхні по заданих моделях вимог, доповнюється рядом етапів, розроблених в галузях, які широко використовують криволінійні форми. Ці етапи, які визначаються специфікою відтворення виготовлення криволінійних деталей, при проектуванні сільськогосподарської техніки володіють своєрідністю, оскільки залежать від фізико-механічних властивостей неоднорідних ґрунтів.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений.– Т.2. – М.: Колос, 1968. – 196 с.
2. Гячев Л.В. Теория лемешно-отвальных поверхностей. – зерноград, 1961. – 98 с.
3. Желиговский В.А. Элементы теории почвообрабатывающих машин механической технологии сельскохозяйственных материалов. – Тбилиси: Изд-во Груз. с.-х. ин-та, 1961. – 87 с.
4. Корабельский В.И. Обоснование форм и параметров почвообрабатывающих органов с помощью геометрического моделирования основных технологических требований: Дис... докт. техн. наук – Челябинск, 1988.
5. Павлоцкий А.С. Конструирование поверхностей рабочих органов почвообрабатывающих орудий по наперед заданным условиям деформации почвенного пласта: Дис... канд. техн. наук. – К., 1974.
6. Панов И.М. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин / Панов И.М., Синееков Г.Н. – М.: Машиностроение, 1977. – 78 с.

В.Корабельский, А.Спирин, И.Ковальова

Особенности проектирования почвообрабатывающей техники с учетом агротехнологических и экологических требований

В статье даны теоретические исследования, которые являются основой системы геометрического проектирования рабочих органов почвообрабатывающих машин. Обосновывается актуальность проблемы разработки криволинейных рыхлителей для качественной обработки почвы с целью максимального использования её биологической активности.

В.Корабельский, А.Спирин, И.Ковалова

Features of planning of tillage technique taking into account agrotechnological and ecological requirements

Theoretical investigation, which is the base for system of tillage machine's geometrical design it is described in this article. Urgency of the problem of curvilinear threshing machines' designing for qualitative tillage for the purpose of maximal using soil's biological activity is argued in this article.

Одержано 04.12.09

УДК 669.18.013

И.Т. Сабирзянов, инж.

Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины, г. Киев

Т.Г. Сабирзянов, проф., д-р. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Мощность перемешивания металла при продувке его инертным газом в ковше

В статье при использовании архимедовой силы для определения работы перемешивания металла всплывающими газовыми пузырями получена математическая модель мощности перемешивания жидкого металла при продувке его инертным газом через фурму. Модель учитывает влияние на мощность перемешивания величины заглубления в металл газа струи и постепенный неизотермический характер расширения газа во всплывающих пузырях.

мощность перемешивания, инертный газ, продувка

Качество готовой продукции в металлургии и литейном производстве может быть существенно улучшено в результате продувки металла в ковше инертным газом. Наиболее широко для этой цели применяется газообразный аргон под давлением 0,2...0,5 МПа. Удельный расход аргона может изменяться от 0,04 до 0,20 м³/т при продолжительности продувки 5...15 мин. Продувка может осуществляться тремя способами: через пористые огнеупорные вставки в днище ковша; через ложный стопор, оканчивающийся огнеупорной пробкой с радиально расположенными отверстиями диаметром 0,5...1,0 мм; через футерованную фурму, опускаемую в металл сверху [1].

Эффективность тепло- и массообменных процессов при продувке металла нейтральным газом в значительной мере зависит от удельной мощности перемешивания металла. Следует, однако, отметить, что имеющиеся на сегодняшний день методы расчета данного параметра не учитывают некоторых существенных особенностей рассматриваемого процесса продувки, например, динамику нагревания газа струи и всплывающих пузырьков. Часто длиной струи при расчётах пренебрегают и считают, что всплывание пузырьков начинается с уровня заглубления фурмы, причём принимается заведомо несоответствующее действительности положение о том, что газ мгновенно нагревается здесь до температуры металла и дальше идет процесс изотермического расширения газа всплывающих пузырей [2].

Ниже приводится построение математической модели мощности перемешивания металла, продуваемого в ковше инертным газом через заглубленную в металл фурму. Модель учитывает влияние на мощность перемешивания таких факторов, как величина заглубления газа струи и неизотермический характер расширения газа во всплывающих пузырьках.

Theoretical investigation, which is the base for system of tillage machine's geometrical design it is described in this article. Urgency of the problem of curvilinear threshing machines' designing for qualitative tillage for the purpose of maximal using soil's biological activity is argued in this article.

Одержано 04.12.09

УДК 669.18.013

И.Т. Сабирзянов, инж.

Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины, г. Киев

Т.Г. Сабирзянов, проф., д-р. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Мощность перемешивания металла при продувке его инертным газом в ковше

В статье при использовании архимедовой силы для определения работы перемешивания металла всплывающими газовыми пузырями получена математическая модель мощности перемешивания жидкого металла при продувке его инертным газом через фурму. Модель учитывает влияние на мощность перемешивания величины заглубления в металл газа струи и постепенный неизотермический характер расширения газа во всплывающих пузырях.

мощность перемешивания, инертный газ, продувка

Качество готовой продукции в металлургии и литейном производстве может быть существенно улучшено в результате продувки металла в ковше инертным газом. Наиболее широко для этой цели применяется газообразный аргон под давлением 0,2...0,5 МПа. Удельный расход аргона может изменяться от 0,04 до 0,20 м³/т при продолжительности продувки 5...15 мин. Продувка может осуществляться тремя способами: через пористые огнеупорные вставки в днище ковша; через ложный стопор, оканчивающийся огнеупорной пробкой с радиально расположенными отверстиями диаметром 0,5...1,0 мм; через футерованную фурму, опускаемую в металл сверху [1].

Эффективность тепло- и массообменных процессов при продувке металла нейтральным газом в значительной мере зависит от удельной мощности перемешивания металла. Следует, однако, отметить, что имеющиеся на сегодняшний день методы расчета данного параметра не учитывают некоторых существенных особенностей рассматриваемого процесса продувки, например, динамику нагревания газа струи и всплывающих пузырьков. Часто длиной струи при расчётах пренебрегают и считают, что всплывание пузырьков начинается с уровня заглубления фурмы, причём принимается заведомо несоответствующее действительности положение о том, что газ мгновенно нагревается здесь до температуры металла и дальше идет процесс изотермического расширения газа всплывающих пузырей [2].

Ниже приводится построение математической модели мощности перемешивания металла, продуваемого в ковше инертным газом через заглубленную в металл фурму. Модель учитывает влияние на мощность перемешивания таких факторов, как величина заглубления газа струи и неизотермический характер расширения газа во всплывающих пузырьках.

Прежде, чем приступить к построению модели, рассмотрим некоторые вопросы, имеющие самое непосредственное отношение к процессу продувки жидкого металла нейтральным газом сверху через погруженную в металл фурму.

1. Охлаждающее действие газа на металл. В соответствии с вышеприведенными данными принимаем удельный расход аргона $0,20 \text{ м}^3/\text{т}$, или, при 100-т ковше, количество аргона будет равно 20 м^3 . Пусть начальная температура металла в ковше t_m равна $1600 \text{ }^\circ\text{C}$, а конечная температура газа на выходе из металла $t_g \approx t_m = 1600 \text{ }^\circ\text{C}$. Начальную температуру аргона принимаем $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплоёмкости аргона и жидкой стали принимаем $c_{p,Ar} = 20808$ и $c_{p,Fe_{ж}} = 41868 \text{ Дж/кмоль}\cdot\text{К}$ [3].

Считая, что металл охлаждается только за счёт теплоотдачи к аргону, составляем уравнение теплового баланса за весь период продувки:

$$n_m c_m \Delta t_m = n_g c_g \Delta t_g, \quad (1)$$

где n_m и n_g – количество киломолей металла и газа;

c_m и c_g – теплоёмкость металла и газа, Дж/кмоль·К;

Δt_m и Δt_g – изменение температуры металла и газа, $^\circ\text{C}$.

Выражаем из уравнения (1) величину Δt_m и подставляем вышеприведенные значения входящих в него величин:

$$\Delta t_m = n_g c_g \Delta t_g / n_m c_m = 20 \cdot 20808 (1600 - 20) / 22,4 \cdot 100 \cdot 1000 \cdot 41868 = 0,4 \text{ К}.$$

Полученный результат указывает на то, что в рассмотренном примере охлаждение металла за счёт продуваемого аргона является ничтожно малым.

2. Длина струи h_g . Данную величину можно определить разными способами.

И.Г. Казанцев [4] предложил формулу

$$h_g / d_o = (n/2) Ar, \quad (2)$$

где d_o – внутренний диаметр сопла фурмы;

n – коэффициент, равный той части начальной кинетической энергии струи, которая превращается в потенциальную энергию заглублённого газа;

Ar – критерий Архимеда, определяемый соотношением

$$Ar = \rho w_1^2 / (\rho' - \rho) g d_o, \quad (3)$$

где ρ и ρ' – плотность газа и металла;

w_1 – начальная скорость струи;

g – ускорение силы тяжести.

Параметр n определяется графически в зависимости от величины критерия Архимеда [4].

Т.Г. Сабирзянов [5] вывел формулу

$$h/d_o = (1/2k) \ln(1 + kAr), \quad (4)$$

где $k = 0,0617$ – безразмерный коэффициент, определённый путём обработки экспериментальных данных.

Б.Л. Марков [6] представил в координатах $\lg(h_r/d_o) = A + B \lg Ar$ многочисленные экспериментальные данные ряда авторов в виде нескольких приблизительно одинаково ориентированных прямых.

В результате статистической обработки этих данных нами получена эмпирическая формула

$$\lg(h_r/d_o) = \lg Ar(0,665 - 0,0525 \lg Ar). \quad (5)$$

Расчеты по формулам (2), (4) и (5) дают приблизительно одинаковые результаты (табл. 1).

Таблица 1 – Результаты расчетов параметра h_r/d_o по формулам (2), (4) и (5)

Ar			3,16	10	100	1000	10000
n			0,99	0,6	0,2	0,05	0,01
h_r/d_o по формуле	(2)		1,6	3,0	10,0	25,0	50,0
	(4)		1,4	3,9	16,0	33,5	52,1
	(5)		2,1	4,1	13,2	33,3	66,1

3. Нагрев струи. Количественная оценка степени нагрева струи нейтрального газа в жидком металле является весьма важной для более глубокого понимания процесса продувки.

Будем рассматривать нагрев газа струи как стационарный процесс нагрева некоего тела в нагревателе, представляющем собою внутреннюю поверхность вертикального цилиндрического канала диаметром d_o и высотой h_r .

Поскольку температура металла высокая, передача теплоты, казалось бы, должна осуществляться, в основном, излучением. Однако, учитывая, что аргон, как и многие другие газы, диатермичен, то есть не поглощает и не испускает лучистую энергию, теплота от металла к газу будет передаваться преимущественно конвекцией в соответствии с законом Ньютона-Рихмана.

Нагревание газа струи происходит непрерывно в пределах ее длины h_r (рис. 1) от начальной температуры, близкой к комнатной ($t_{r,c}^H \approx 20^\circ C$), до пока что неизвестной конечной температуры $t_{r,c}^k$ на уровне $H+h_r$ (см. рис. 1).

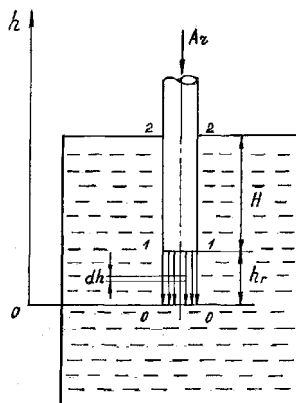


Рисунок 1 – Схема продувки жидкого металла инертным газом в ковше

Количество теплоты, передаваемой от металла к газу, уменьшается по мере его заглубления вследствие уменьшения разности температур металла и газа. На некотором уровне h (см. рис. 1), где температура газа равна $t_{г,с}$, в пределах элементарной высоты dh от металла к газу в соответствии с уравнением Ньютона-Рихмана за единицу времени будет передаваться теплота в количестве

$$dQ' = \alpha(t_m - t_{г,с})\pi d_0 dh, \quad (6)$$

где α - коэффициент теплоотдачи конвекцией от металла к газу.

За единицу времени через указанный выше «нагреватель» проходит $n'_г$ киломолей газа, который на участке dh нагреется на $dt_{г,с}$ градусов. Полагая, что теплота, отданная металлом по уравнению (6), полностью поглощается газом струи, можно записать:

$$dQ' = n'_г c_г dt_{г,с}. \quad (7)$$

Приравняв правые части уравнений (6) и (7) и выразив из полученного соотношения dh , находим:

$$dh = n'_г c_г dt_{г,с} / \alpha(t_m - t_{г,с})\pi d_0. \quad (8)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (8) дает:

$$h = (-n'_г c_г / \alpha \pi d_0) \ln[(t_m - t_{г,с}^к) / (t_m - t_{г,с}^н)]. \quad (9)$$

Выразив из уравнения (9) величину $t_{г,с}^к$, находим расчетное уравнение для определения температуры нагрева газа струи на участке $h_г$:

$$t_{г,с}^к = t_m - (t_m - t_{г,с}^н) \exp(-\pi \alpha d_0 h_г / n'_г c_г). \quad (10)$$

Согласно данным расчета $t_{г,с}^к$ по формуле (10) при разных условиях конечная температура газа струи находится в пределах 22...90 °С, а наиболее вероятное значение $t_{г,с}^к$, соответствующее данным: $t_m = 1600$ °С, $t_{г,с}^н = 20$ °С, $d_0 = 0,02$ м, $\alpha = 14$ Вт/м² · К, $h_г = 0,15$ м и $n'_г = 0,0015$ кмоль/с, составляет около 28 °С. Таким образом, нагрев газа струи является незначительным.

4. Нагрев газа при всплывании. По достижении уровня $H + h_г$, который будем считать нулевым, заглубление газа прекращается, и он начинает всплывать в виде пузырьков. На произвольном уровне h , отсчитываемом вверх от нулевого уровня, от металла к газу пузырька на участке dh передается теплота в количестве, соответствующем закону Ньютона-Рихмана:

$$dQ_п = \alpha(t_m - t_г)F_п dt, \quad (11)$$

где $t_г$ – температура газа в пузырьке, °С;

$F_п$ – величина поверхности пузырька на уровне h ;

$d\tau$ – время прохождения пузырьком участка dh .
 Величину α определяем по формуле [7, стр. 107]

$$\alpha = 2,6\sqrt[4]{\Delta t}, \quad (12)$$

где Δt – разность температур металла и газа.

При $\Delta t \cong 1600 - 800 = 800^\circ\text{C}$ $\alpha = 2,6\sqrt[4]{800} \cong 14 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

Выражение для $F_{\text{п}}$ записываем, предположив, что пузырёк имеет сферическую форму:

$$F_{\text{п}} = \pi d_{\text{п}}^2, \quad (13)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр пузырька на уровне h .

Величину $d\tau$, входящую в уравнение (11), можно представить как отношение dh к приблизительно постоянной и равной около 1 м/с [8] скорости всплывания пузырька w :

$$d\tau = dh/w. \quad (14)$$

Подставив соотношения (13) и (14) в уравнение (11), получаем:

$$dQ_{\text{п}} = (\pi \alpha d_{\text{п}}^2 / w)(t_{\text{м}} - t_{\text{г}})dh. \quad (15)$$

За счет теплоты $dQ_{\text{п}}$ газ в пузырьке нагревается на $dt_{\text{г}}$ градусов:

$$dQ_{\text{п}} = n_{\text{п}} c_{\text{г}} dt_{\text{г}}, \quad (16)$$

где $n_{\text{п}}$ – количество киломолей газа в пузырьке.

Приравняв правые части уравнений (15) и (16), получаем дифференциальное уравнение

$$(\pi \alpha d_{\text{п}}^2 / w)(t_{\text{м}} - t_{\text{г}})dh = n_{\text{п}} c_{\text{г}} dt_{\text{г}}, \quad (17)$$

решив которое, находим закон изменения температуры газа в пузырьке при его всплывании:

$$t_{\text{г}} = t_{\text{м}} - (t_{\text{м}} - t_{\text{г,н}}) \exp\{-\pi \alpha d_{\text{п}}^2 h / n_{\text{п}} c_{\text{г}} w\}, \quad (18)$$

где h – высота расположения пузырька по отношению к нулевому уровню.

В соответствии с уравнением Менделеева-Клапейрона величину $n_{\text{п}}$ на уровне $H + h_{\text{г}}$ (уровень выхода пузырька из металла) можно представить соотношением:

$$n_{\text{п}} = [p_2 (1/6) \pi d_{\text{п,к}}^3] / R(t_{\text{г,к}} + 273) = 0,5236 p_2 d_{\text{п,к}}^3 / R(t_{\text{г,к}} + 273), \quad (19)$$

где $d_{\text{п,к}}$ и $t_{\text{г,к}}$ – диаметр пузырька и температура газа в нём на уровне $H + h_{\text{г}}$.

Поскольку в формуле (18) фигурирует диаметр пузырька $d_{\text{п}}$ на уровне h , а в соотношении (19) – его диаметр $d_{\text{п,к}}$ на выходе из металла, необходимо знать взаимосвязь между этими величинами.

Масса газа в пузырьке в процессе его всплывания практически не изменяется, и величину $n_{\text{п}}$ в уравнении Менделеева-Клапейрона, записанном для наинизшей и

наивысшей точек пути всплывания пузырька, можно считать константой, откуда следует равенство

$$p_0 V_0 / T_0 = p_2 V_2 / T_2, \quad (20)$$

где параметры с индексами 0 и 2 относятся, соответственно, к наиминимуму и наивысшему уровням расположения пузырька в металле (см. рис. 1).

Приняв $p_0 = 1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81(H + h_\Gamma)$, $V_0 = \pi d_{п,н}^3 / 6$, $T_0 = 298K$, $p_2 = 1,01325 \cdot 10^5$, $V_2 = \pi d_{п,к}^3 / 6$ и $T_2 = 1873K$ и подставив эти данные в уравнение (20), после преобразований получаем:

$$d_{п,н} / d_{п,к} = 25,2618 / [1,01325 \cdot 10^5 + 68670(H + h_\Gamma)]^{1/3}, \quad (21)$$

где $d_{п,н}$ – диаметр пузырька на уровне 0-0;

$H + h_\Gamma$ – путь всплывания пузырька.

В таблице 2 представлены результаты расчета по формуле (21) величины отношения $d_{п,н} / d_{п,к}$ при разных условиях.

Таблица 2 – Значения $d_{п,н}$ и $d_{п,н} / d_{п,к}$ при разных значениях параметров $d_{п,к}$ и $H + h_\Gamma$

$H + h_\Gamma, \text{ м}$	Значения $d_{п,н}$ и $d_{п,н} / d_{п,к}$ при $d_{п,к}, \text{ м}$							
	0,02		0,03		0,04		0,05	
	$d_{п,н}$	$d_{п,н} / d_{п,к}$	$d_{п,н}$	$d_{п,н} / d_{п,к}$	$d_{п,н}$	$d_{п,н} / d_{п,к}$	$d_{п,н}$	$d_{п,н} / d_{п,к}$
0,5	0,009833	0,4916	0,01475	0,4916	0,01967	0,4916	0,02458	0,4916
1,0	0,00912	0,4560	0,01368	0,4560	0,01824	0,4560	0,02280	0,4560
1,5	0,00858	0,4289	0,01287	0,4289	0,01716	0,4289	0,02144	0,4289

Согласно данным табл. 2 можно считать, что между величинами $d_{п,н}$ и $d_{п,к}$ имеет место приближённое соотношение

$$d_{п,н} \cong 0,46 d_{п,к}. \quad (22)$$

Полагая, что средний диаметр пузырька $\bar{d}_п$ равен полусумме диаметров $d_{п,н}$ и $d_{п,к}$, находим:

$$\bar{d}_п = 0,73 d_{п,к}. \quad (23)$$

После подстановки в уравнение (18) соотношений (19), (23) и $h = H + h_\Gamma$ получаем формулу для определения температуры газа на выходе из металла:

$$t_{г,к} = t_m - (t_m - t_{г,н}) \exp\{-0,2624\alpha(H + h_\Gamma)(t_{г,к} + 273) / d_{п,к} c_\Gamma w\}. \quad (24)$$

Трансцендентное уравнение (24) можно решить методом итераций, если в нём все величины, кроме $t_{г,к}$, будут известны. Согласно результатам расчета $t_{г,к}$ при разных значениях $d_{п,к}$, α и $H + h_{г}$ для процесса продувки жидкой стали в ковше аргонном только при сравнительно небольших значениях α и больших величинах $d_{п,к}$ конечная температура газа на несколько градусов меньше температуры металла. Во всех остальных случаях конечная температура газа во всплывающих пузырьках практически совпадает с температурой металла $t_{м}$.

Приняв $t_{г,к} = t_{м}$, закон изменения температуры газа по высоте (уравнение (18)) можно представить в виде:

$$t_{г,} = t_{м} - (t_{м} - t_{г,н}) \exp\{-Kh\}, \quad (25)$$

где
$$K = 3,1974 \alpha R (t_{м} + 273) / p_2 d_{п,к} c_{г} w. \quad (26)$$

При $\alpha = 14 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $R = 8314 \text{ Дж/кмоль}\cdot\text{К}$, $t_{г,к} = 1600 \text{ }^\circ\text{С}$, $P_2 = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $d_{п,к} = 0,045 \text{ м}$, $c_{п, \text{Ar}} = 20808 \text{ Дж/кмоль}\cdot\text{К}$ и $w = 1 \text{ м/с}$, получаем $K = 7,35 \text{ м}^{-1}$. Изменение температуры газа, соответствующее этому значению K в уравнении (24) при $t_{м} = 1600 \text{ }^\circ\text{С}$ и $t_{г,н} = 27 \text{ }^\circ\text{С}$, представлено на рис. 2. Видно, что уже на уровне 0,6...0,7 м газ нагрет практически до температуры металла.

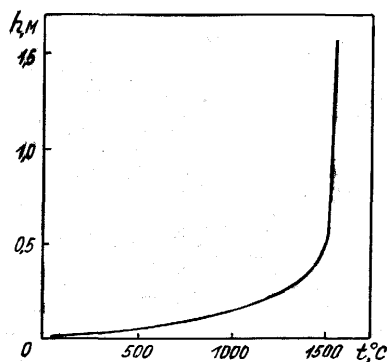


Рисунок 2 – Зависимость $t_{г}$ от высоты всплывания h

5. Мощность перемешивания металла. Жидкий металл при его продувке нейтральным газом через заглублённую фурму перемешивается за счет, во-первых, энергии сжатого в компрессоре газа и, во-вторых, энергии, которая в форме теплоты передается от металла к газу и впоследствии расходуется на расширение газа и увеличение тем самым его потенциальной энергии заглубления, которая в дальнейшем, при всплывании газа, практически полностью расходуется на выполнение работы по перемешиванию металла.

Энергия газа, сжатого при $T = \text{const}$ в компрессоре (располагаемая работа) в расчете на секундный расход газа, выражается уравнением [9]

$$N_{к} = n'RT \ln(p_{к}/p_2), \quad (27)$$

где n' – секундный расход газа, кмоль/с;

p_2 – атмосферное давление;

$p_{к}$ – давление сжатого газа.

Энергия $N_{к}$ расходуется по двум статьям:

$$N_k = N_3 + N_T, \quad (28)$$

где N_3 – энергия, расходуемая на проникновение газа на глубину $H + h_r$ (см. рис. 1);

N_T – энергия, которая расходуется на преодоление струей газа сил трения, трансформируясь в работу перемешивания металла.

Следует заметить, что и величина N_3 в конечном итоге превращается в энергию перемешивания металла, которая учитывается автоматически при определении общей мощности перемешивания с помощью архимедовой силы, действующей на всплывающие пузырьки газа (см. ниже).

Энергию N_3 можно считать равной работе изотермического расширения секундного количества киломолей газа при его заглублении на $H + h_r$ метров:

$$N_3 = n'RT \ln\{[p_2 + \rho'g(H + h_r)]/p_2\}. \quad (29)$$

Из уравнений (27), (28) и (29) находим выражение для расчёта N_T :

$$N_T = n'RT \ln\{p_k/[p_2 + \rho'g(H + h_r)]\}. \quad (30)$$

Для определения h_r по формулам (3) и (4) необходимо знать плотность газа и скорость его истечения на уровне 1-1 (см. рис. 1).

Плотность ρ , например, аргона на указанном уровне находим следующим образом. Записываем уравнение Менделеева-Клапейрона в виде:

$$p_1/\rho_1 = RT_1/M_{Ar}, \quad (31)$$

где M_{Ar} – масса одного киломоля аргона, кг/кмоль;

p_1 и T_1 – давление и температура газа на выходе из сопла.

Из уравнения (31) следует:

$$\rho_1 = p_1 M_{Ar} / RT_1. \quad (32)$$

Скорость истечения газа можно найти из условия, согласно которому на срезе сопла (уровень 1-1) статическое давление газа (разность между давлением газа в фурме и давлением со стороны металла) превращается в динамическое давление вытекающего газа:

$$p_k - (p + \rho'gH) = \rho w_1^2 / 2, \quad (33)$$

откуда

$$w_1 = \sqrt{(2/\rho)[p_k - (p_2 + \rho'gH)]}. \quad (34)$$

Если расход газа задан, например, в нормальных кубометрах за минуту ($V_{н.у.}$), то сначала представляем его в киломолях за секунду:

$$n' = V_{н.у.} / 60 \cdot 22,4.$$

Затем рассчитываем объёмный расход и скорость истечения газа по формулам:

$$V_1 = n'RT_1/p_1 ; w_1 = V_1/f .$$

Далее определяем критерий Архимеда по формуле (3) и длину струи по формуле (4).

Мощность перемешивания жидкого металла всплывающим газом можно рассматривать как отнесенную к единице времени работу усредненной архимедовой силы, действующей на всплывающие пузырьки газа, умноженной на путь всплывания:

$$N = \bar{V}\rho'g(H + h_r), \quad (35)$$

где \bar{V} – средний объёмный расход газа, м³/с.

Величину \bar{V} определяем, в соответствии с теоремой о среднем, как частное от деления определённого интеграла $\int_0^{H+h_r} V(h)dh$ на величину $H + h_r$:

$$\bar{V} = [1/(H + h_r)] \int_0^{H+h_r} V(h)dh, \quad (36)$$

где $V(h)$ – функция, характеризующая зависимость секундного объёма газа от высоты h .

Функцию $V(h)$ выражаем с помощью уравнения Менделеева-Клапейрона:

$$V(h) = n'RT(h)/p(h), \quad (37)$$

где $T(h)$ и $p(h)$ – функции, характеризующие зависимости температуры и давления газа от h .

Зависимость $T(h)$ определяется уравнениями (25) и (26), а зависимость $p(h)$ – очевидным соотношением

$$p(h) = p_2 + \rho'g(H + h_r - h). \quad (38)$$

Подставляем уравнения (25) и (38) в соотношение (36):

$$\bar{V} = \frac{n'R}{H + h_r} \int_0^{H+h_r} \frac{T_m - (T_m - T_{r,h})\exp(-Kh)}{p_2 + \rho'g(H + h_r - h)} dh. \quad (39)$$

Интеграл (39) распадается на две части:

$$\bar{V} = \bar{V}' - \bar{V}'' = \frac{n'R}{H + h_r} \int_0^{H+h_r} \frac{T_m}{p_2 + \rho'g(H + h_r - h)} dh - \frac{n'R}{H + h_r} \int_0^{H+h_r} \frac{(T_m - T_{r,h})\exp(-Kh)}{p_2 + \rho'g(H + h_r - h)} dh. \quad (40)$$

Первый из этих двух интегралов берется методом подведения под знак интеграла:

$$\bar{V}' = \frac{n'R}{H + h_r} \int_0^{H+h_r} \frac{T_m}{p_2 + \rho'g(H + h_r - h)} dh = \frac{n'RT_m}{\rho'g(H + h_r)} \ln \left[1 + \frac{\rho'g(H + h_r)}{p_2} \right]. \quad (41)$$

Найти точное решение второго интеграла обычными способами невозможно, поэтому были использованы приближенные методы.

В первом из них в знаменателе подынтегрального выражения производится замена переменного давления на постоянное приравнением переменной высоты h к её среднему значению:

$$h = 0,5(H + h_r). \quad (42)$$

Во втором методе для расчёта \bar{V}'' используется формула

$$\bar{V}'' \approx (1/k) \sum_{i=1}^k V_i, \quad (43)$$

где k – количество одинаковых участков Δh_i , на которые разбивается высота $H + h_r$;

V_i – значение объёма на i -ом участке, вычисленное с помощью подынтегральной функции $V''(h)$ во второй части формулы (40);

В третьем методе подынтегральная функция аппроксимируется другой функцией, использование которой позволяет упростить процедуру интегрирования.

Нами были выполнены расчёты по всем трём методам, которые дали приблизительно одинаковые результаты.

Воспользуемся здесь первым из них, как наиболее простым. Подставив соотношение (42) в выражение для \bar{V}'' уравнения (40), после интегрирования получаем:

$$\bar{V}'' = \frac{n'R(T_m - T_{r,h})}{(H + h_r)[p_2 + 0,5\rho'g(H + h_r)]K} [1 - e^{-K(H+h_r)}]. \quad (44)$$

Найдем мощность перемешивания, соответствующую величине V' , для чего уравнение (41) умножим на $\rho'g(H + h_r)$. После преобразований получаем:

$$N' = n'RT_m \ln \{ [p_2 + \rho'g(H + h_r)] / p_2 \}. \quad (45)$$

Уравнение (45) соответствует мощности изотермического расширения газа, то есть оно относится к нереальной ситуации, когда весь газ нагревается мгновенно до температуры металла на нулевом уровне и дальше при всплывании пузырьков происходит изотермическое их расширение, как при чистом кипении в подовых сталеплавильных печах.

Умножив уравнение (44) на $\rho'g(H + h_r)$, находим выражение для второй составляющей мощности перемешивания:

$$N'' = \frac{n'R(T_m - T_{r,h})\rho'g}{[p_2 + 0,5\rho'g(H + h_r)]K} [1 - e^{-K(H+h_r)}]. \quad (46)$$

Выше было показано, что входящий в формулу (46) параметр $K = 7,35 \text{ м}^{-1}$. При таком значении K выражение, стоящее в квадратных скобках правой части уравнения (46), практически равно единице. Поэтому формулу (46) можно представить в упрощённом виде:

$$N'' = n'R\rho'g(T_m - T_{r,h})/[p_2 + 0,5\rho'g(H + h_r)]K. \quad (47)$$

Величина N'' , определяемая уравнением (46), является той поправкой, которую нужно отнять от N' , чтобы приблизить мощность перемешивания к действительному ее значению.

Общая формула для расчета N должна иметь вид:

$$N = N' - N'' + N_T, \quad (48)$$

или с учетом соотношений (30), (45) и (47),

$$N = n'RT_m \ln \frac{p_2 + \rho'g(H + h_r)}{p_2} - \frac{n'R\rho'g(T_m - T_{r,h})}{[p_2 + 0,5\rho'g(H + h_r)]K} + n'RT \ln \frac{p_k}{p_2 + \rho'g(H + h_r)}. \quad (49)$$

Величину N_{3,h_r} на участке h_r можно определить по формуле

$$N_{3,h_r} = n'RT \ln \frac{p_2 + \rho'g(H + h_r)}{p_2 + \rho'gH}. \quad (50)$$

Кинетическую энергию газа на выходе из сопла можно найти из выражения:

$$N_{кин} = mw_1^2/2 = n'M_{Ar}w_1^2/2. \quad (51)$$

Следовательно, величину N_T можно рассчитать не только с помощью выражения (30), но и по формуле:

$$N_T = N_{кин} - N_{3,h_r} = \frac{1}{2}n'M_{Ar}w_1^2 - n'RT \ln \frac{p_2 + \rho'g(H + h_r)}{p_2 + \rho'gH}. \quad (52)$$

Пример. Рассчитать мощность перемешивания металла при продувке его аргоном для следующих условий: расход газа, приведенного к нормальным условиям, $V_{н.у.} = 2,3 \text{ м}^3/\text{с}$; температура металла $t_m = 1600 \text{ }^\circ\text{C}$; начальная температура газа на нулевом уровне $t_{r,h} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$; атмосферное давление $p_2 = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$; глубина погружения фурмы $H = 1,5 \text{ м}$; внутренний диаметр сопла фурмы $d_0 = 0,02 \text{ м}$; теплоёмкость аргона $c_{p,Ar} = 20808 \text{ Дж/кмоль}\cdot\text{К}$ [3]; скорость всплывания пузырьков $w_{п} \cong 1 \text{ м/с}$ [8]; коэффициент теплоотдачи конвекцией от металла к газу в пузырьке $\alpha = 14 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; диаметр пузырька на выходе из металла $d_{п.к.} = 0,045 \text{ м}$; универсальная газовая постоянная $R = 8314 \text{ Дж/кмоль}\cdot\text{К}$; масса одного киломоля аргона $M_{Ar} = 39,95 \text{ кг/кмоль}$; плотность жидкого металла $\rho' = 7000 \text{ кг/м}^3$; давление газа в компрессоре $p_k = 2,115 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Решение. Расход газа в киломолях за секунду

$$n' = V_{н.у.}/60 \cdot 22,4 = 2,3/60 \cdot 2,4 = 0,0017 \text{ кмоль/с.}$$

Объёмный расход и скорость истечения газа на уровне (1-1) (см. рис.1)

$$V_1 = n'RT_1/p_1 = 0,0017 \cdot 8314 \cdot 300 / (1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81 \cdot 1,5) = 0,0208 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$w_1 = V_1/f = 0,0208 / (\pi \cdot 0,02^2 / 4) = 66,1 \text{ м/с}.$$

Плотность газа на уровне 1-1 по формуле (32)

$$\rho_1 = p_1 M_{Ar} / RT_1 = (1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81 \cdot 1,5) 39,95 / 8314 \cdot 300 = 3,2728 \text{ кг/м}^3.$$

Критерий Архимеда и длина струи (формулы (3) и (4), соответственно):

$$Ar = 3,2728 \cdot 66,1^2 / 7000 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = 10,4;$$

$$h_r = (0,02/2 \cdot 0,0617) \ln(1 + 0,0617 \cdot 10,4) = 0,08 \text{ м}.$$

Мощности N_T , N_3 , N_K по формулам (30), (29) и (27), соответственно:

$$N_T = 0,0017 \cdot 8314 \cdot 300 \ln \frac{2,115 \cdot 10^5}{1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81(1,50 + 0,08)} = 34 \text{ Вт};$$

$$N_3 = 0,0017 \cdot 8314 \cdot 300 \ln \frac{1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81(1,50 + 0,08)}{1,01325 \cdot 10^5} = 3086 \text{ Вт};$$

$$N_K = 0,0017 \cdot 8314 \cdot 300 \ln \frac{2,115 \cdot 10^5}{1,01325 \cdot 10^5} = 3120 \text{ Вт}.$$

Эти данные согласуются с балансовым уравнением (28).

По формуле (52) получаем приблизительно то же значение N_T , что и по формуле (30):

$$N_T = 0,5 \cdot 0,0017 \cdot 39,95 \cdot 66,1^2 - 0,0017 \cdot 8314 \cdot 300 \ln \frac{1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81 \cdot 1,58}{1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81 \cdot 1,5} = 36 \text{ Вт}.$$

Как видно, величина N_T очень мала по сравнению с N_K и составляет лишь $34 \cdot 100 / 3120 = 1,1\%$ от последней, что обусловлено сравнительно низкой скоростью истечения газа из сопла и, соответственно, малой величиной критерия Архимеда.

Основная составляющая мощности перемешивания (формула (45))

$$N' = 0,0017 \cdot 8314 \cdot 1873 \ln \left[\frac{1,01325 \cdot 10^5 + 7000 \cdot 9,81 \cdot 1,58}{1,01325 \cdot 10^5} \right] = 19270 \text{ Вт}.$$

Параметр K по формуле (26):

$$K = 3,1974 \frac{14 \cdot 8314 \cdot 1873}{1,01325 \cdot 10^5 \cdot 0,045 \cdot 20808 \cdot 1} = 7,3471 \text{ м}^{-1}.$$

Мощность N'' по формуле (47)

$$N'' = \frac{0,0017 \cdot 8314 \cdot (1873 - 300) 7000 \cdot 9,81}{[1,01325 \cdot 10^5 + 0,5 \cdot 7000 \cdot 9,81(1,50 + 0,08)] \cdot 7,3471} = 1336 \text{ Вт}.$$

Искомая мощность перемешивания по формуле (48)

$$N = N' - N'' + N_T = 19270 - 1336 + 34 = 17968 \text{ Вт}.$$

Поправка N'' составляет $1336 \cdot 100 / 17968 = 7,4\%$ от величины N .

Неучёт поправки N'' приводит к завышению расчётной мощности перемешивания приблизительно на 10%. Если при расчётах пренебречь заглублением струи (величина h_r), то это приведет к некоторому уменьшению расчетного значения N . Если одновременно пренебречь величинами N'' и h_r (а следовательно, и величиной N_T), то произойдет частичная компенсация погрешностей и повышение точности определения мощности перемешивания N .

Таким образом, с относительной погрешностью менее 10% мощность перемешивания при продувке жидкого металла нейтральным газом можно рассчитывать по формуле (45) для изотермического расширения газа, отбросив в ней величину h_r :

$$N \cong n'RT_m \ln[(p_2 + \rho'gH)/p_2]. \quad (53)$$

ВЫВОДЫ

1. При обычно наблюдаемых расходах нейтрального газа ($0,04...0,20 \text{ м}^3/\text{т}$) его охлаждающее действие на металл является ничтожно малым (менее 1°C).

2. Газ струи на пути от сопла фурмы до уровня максимального заглубления струи нагревается несущественно – на $25...30^\circ\text{C}$.

3. Всплывающий газ нагревается с переменной интенсивностью: она самая высокая на нижнем участке высотой $\sim 0,2 \text{ м}$, где температура газа поднимается до $1200...1250^\circ\text{C}$; дальше на участке протяженностью $\sim 0,5 \text{ м}$ газ нагревается приблизительно до температуры металла, после чего теплообмен между металлом и газом практически прекращается.

4. Рассмотрение перемешивания металла при продувке его инертным газом в качестве результата действия архимедовой силы на всплывающие пузырьки газа дало возможность получить формулы для расчета мощности перемешивания. Показано, что с погрешностью менее 10 % мощность перемешивания можно рассчитывать по простейшей формуле (53), относящейся к изотермическому расширению всплывающего газа.

Список литературы

1. Металлургия стали / В.И. Явойский, Ю.В. Кряковский, В.П. Григорьев и др. – М.: Metallurgy, 1983. – 584 с.
2. Мельник Г.М. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Киев: ФТИМС, 2009. – 37 с.
3. Справочник по расчетам равновесий металлургических реакций / А.Н. Крестовников, Л.П. Владимиров, Б.С. Гуляницкий, А.Я. Фишер. – М.: Metallurgizdat, 1963. – 416 с.
4. Казанцев И.Г. // Термическая и пластическая обработка металлов. – М.: Metallurgizdat, 1952. – С. 56-68.
5. Сабирзянов Т.Г. Исследование продувки жидкого металла газами // Конструирование и технология производства с/х машин. – 1978. – В. 8. –С. 73-75.
6. Марков Б.Л. Методы продувки мартеновской ванны. – М.: Metallurgy, 1975. – 280 с.
7. Минаев А.Н., Шипилин Б.И. Литейные печи и сушила. – М.: Mashgiz, 1959. – 472 с.
8. Сабирзянов Т.Г. Некоторые вопросы барботажа сталеплавильных ванн пузырями CO //Изв. вузов. Чёрная металлургия. – 1970. - № 5. – С. 42-46.
9. Сабірзянов Т.Г., Кропівний В.М. Теплотехніка ливарних процесів. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – 402 с.

I. Сабірзянов, Т. Сабірзянов

Потужність перемішування металу при продувці його інертним газом у ковші

В статті при використанні архимедової сили для визначення роботи перемішування металу газовими пухирцями, що спливають, одержана математична модель потужності перемішування рідкого металу при продувці його інертним газом у ковші. Модель враховує вплив на потужність перемішування величини заглиблення в метал струменя газу та поступове нагрівання останнього у пухирцях, що спливають.

I. Sabirjanov, T. Sabirjanov

The mixing power at a blowing of metal by an inert gas in a ladle

In the article, at using of the Archimedean force for definition of a gas bubble work at come to the metal surface, are given the mathematical model for a mixing power of metal at it blowing by an inert gas in a ladle. The model takes into consideration the influence on a mixing power such factors as a depth of gas immersion and gradual gas heating. An example of a calculation with using of the model is regarded.

Одержано 17.01.10

УДК 007.52

І.І.Павленко, проф., д-р техн. наук, М.О.Годунко, пров. фах.

Кіровоградський національний технічний університет

Функціональні характеристики затискних важелів захватних пристроїв роботів

У даній статті описано спосіб визначення передавальних відношень, що забезпечуються затискними важелями захватного пристрою. Також у статті розглянуто схеми затиску з різними значеннями діаметрів деталі, а також з різними конструктивними параметрами затискних важелів. Результати розрахунків зведено в загальну таблицю.

захватні пристрої, передавальні відношення, промислові роботи, затискні важелі

Необхідні сили затиску утримуваних захватом деталей забезпечуються двигуном привода через проміжні передачі. Для ґрунтового дослідження силових навантажень захватних пристроїв важливо знати особливості передачі сил через проміжні передачі та вплив їх параметрів на ці процеси. Із загальної структури захватних пристроїв [1,2] необхідна сила створювана двигуном пристрою Q , з урахуванням проміжних передач та їх передавальних відношень (i_i) дорівнює:

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i \quad (1)$$

Авторами статті розроблено методику розрахунку величини передавальних відношень використовуваних проміжних передач для визначення потрібної сили привода [1, 2, 3].

Важливим є визначення передавальних відношень забезпечуємих затискними важелями захватного пристрою. Відмінною ознакою вирішення цього питання є те, що затискні важелі представляють собою комбіновані механізми, які включають в себе елемент важільного механізму, до якого приєднана затискна призма. Дані механізми забезпечують необхідні сили затиску, контактуючи із циліндричною поверхнею утримуваної деталі. Так як захват робота повинен бути достатньо універсальним, то це дозволить йому утримувати деталі різних діаметрів. Відповідно кожному діаметру утримуваної деталі буде відповідати своє значення передавальних відношень затискних важелів. Тому для виконання розрахунку захватного пристрою потрібно визначити величину вказаних передавальних відношень, в залежності від конструктивних параметрів захватного пристрою, та його затискних важелів, а також від розмірів утримуваних деталей. Наявність таких аналітичних залежностей дозволить оцінювати вплив відзначених параметрів на передавальні відношення та вирішувати питання пошуку найбільш доцільного виконання конструкцій захватних пристроїв із призматичними затискними елементами.

Для вирішення поставленого завдання складаємо розрахункову схему затискного важеля з утримуваною деталлю (рис.1). На даній схемі вказані слідуєчі основні конструктивні параметри затискного важеля:

L – довжина важеля;

α – кут затискної призми;

γ – кут приєднання затискної призми до затискного важеля;

a – половина відстані між опорами затискних важелів.

Довжини плеч (l_1 ; l_2) прикладання сил затиску (P_1 ; P_2) визначаються із рівнянь:

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2); \quad (2)$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (3)$$

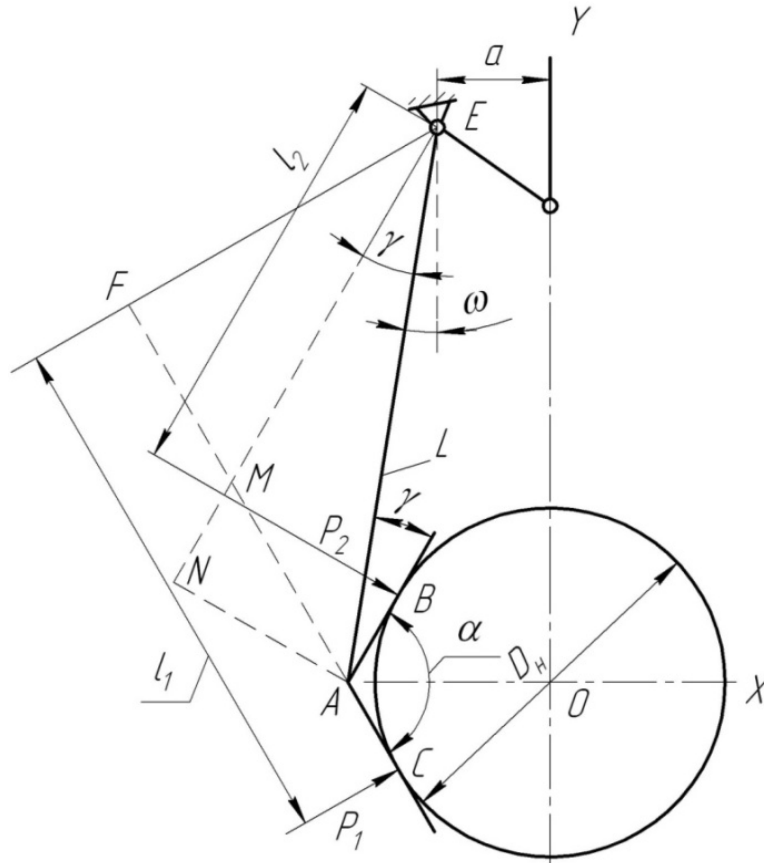


Рисунок 1 - Розрахункова схема захватного важеля

Діаметр утримуваної деталі:

$$D = 2 (a \pm L \sin \omega) \sin \alpha/2, \quad (4)$$

де ω – кут відхилення затискного важеля від «вертикального» вихідного положення, який дорівнює:

$$\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma. \quad (5)$$

Тоді:

$$D = 2 [a \pm L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma)] \sin \alpha/2. \quad (6)$$

У рівнянні знак (+) приймається коли відхилення важеля (точки A) від вертикалі (відносно точки E) здійснюється вліво, а (-) коли це зміщення відбувається – вправо.

Наведене рівняння дійсне для умови коли центр вершини затискної призми (точка А) співпадає з горизонтальною віссю – х. Такий діаметр приймаємо за номінальний $D = D_n$.

При співпаданні довжини важеля (L) з вертикальною віссю (рис.2) та при куту приєднання затискної призми γ рівним додатковому куту - γ' , тобто коли $\alpha/2 + \gamma = 90^\circ$, номінальний діаметр утримуваної деталі буде:

$$D = D_n = 2a \sin \alpha/2. \quad (7)$$

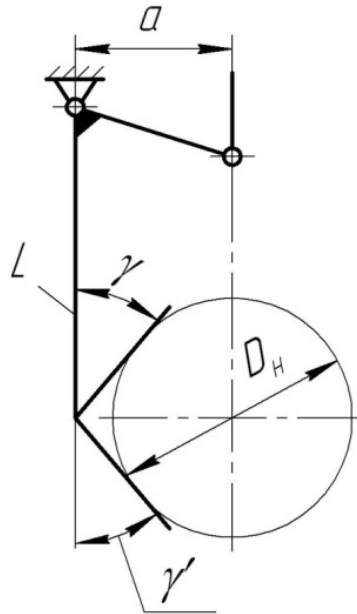


Рисунок 2 - Схема симетричного приєднання затискної призми відносно затискного важеля

Таким чином, номінальний діаметр утримуваної деталі буде за виконання умови:

- при відхиленні важеля вліво: $\gamma + \omega = \gamma'$;
- при відхиленні важеля вправо: $\gamma + \omega = \gamma'$.

Довжина сторін затискної призми:

$$AB = AC = D/2 \cdot \operatorname{tg} \alpha/2. \quad (8)$$

Утримування деталі діаметром $D > D_n$ можливе за умови відхилення затискного важеля вліво (рис.3), що супроводжується зміщенням вершини затискної призми (точка А) в сторону вісі обертання важеля на кут – φ . Для цієї умови довжини плеч прикладання сил затиску визначаються подібно до вищерозглянутого прикладу (див.рис.1):

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2); \quad (9)$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (10)$$

Діаметр утримуваної деталі:

$$D = 2 (a + L \sin \omega) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \sin \alpha/2. \quad (11)$$

Так як кут відхилення затискного важеля:

$$\omega = 90 + \varphi - \alpha/2 - \gamma, \tag{12}$$

то діаметр:

$$D = 2(a + L \sin(90 + \varphi - \alpha/2 - \gamma)) \cdot 1/\cos\varphi \cdot \sin \alpha/2. \tag{13}$$

Подібним чином виконані розрахунки для інших умов утримування деталей затискними важелями. Результати цих розрахунків зведені до табл.1.

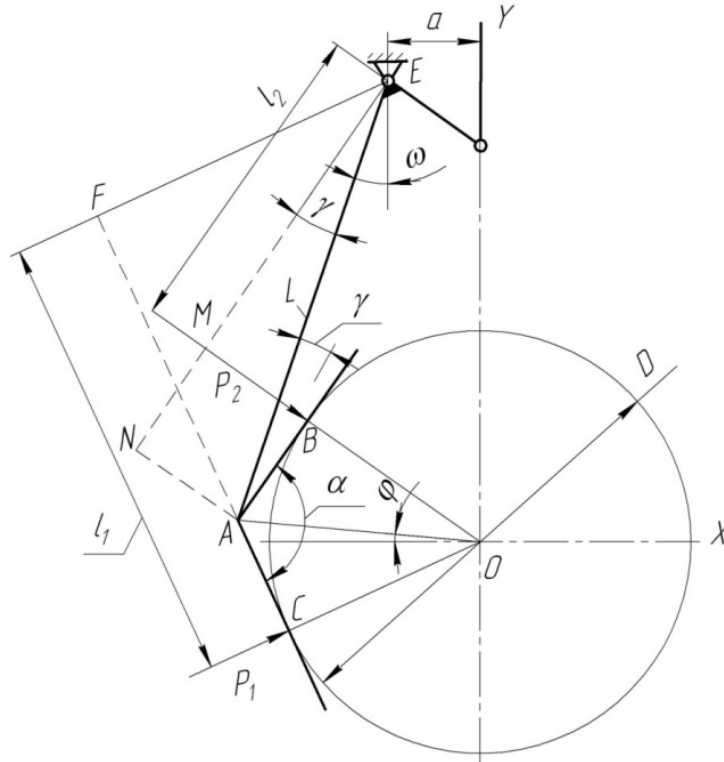
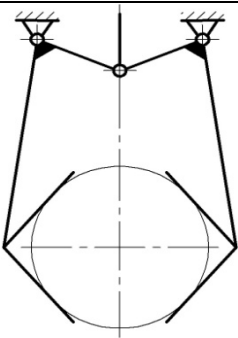
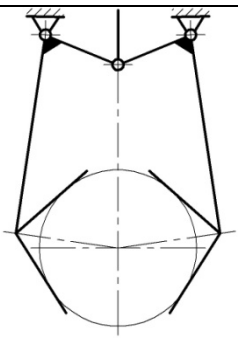
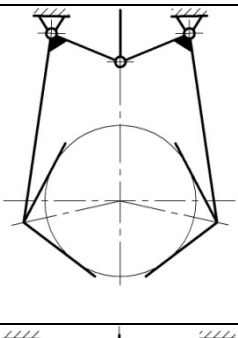
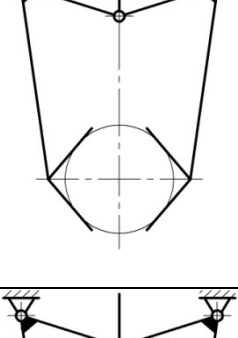
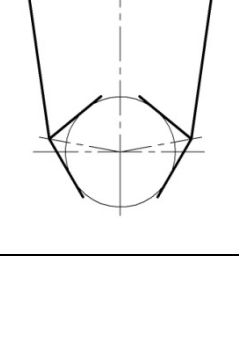


Рисунок 3 - Розрахункова схема утримування деталі діаметром більше номінального

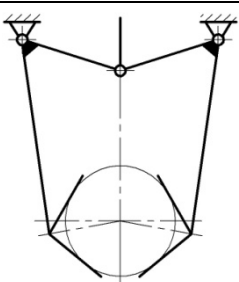
Таблиця 1 - Розрахункові схеми та результати розрахунків

№	Розрахункова схема	Довжина плеч	Діаметр утримуваної деталі	Кут відхилення затиску вала (ω)	Кут положення вершин призм (φ)
1	2	3	4	5	6
1		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos\gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D_H = 2(\alpha \cdot \cos(90 - \alpha/2))$	0	0

Продовження табл.1

1	2	3	4	5	6
2		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D_H = 2 (\alpha + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma)) \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma$	0
3		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma + \varphi)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma + \varphi$	$\varphi > 0$ (в сторону осі обертання затискного важеля)
4		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma - \varphi)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma - \varphi$	$\varphi > 0$ (в сторону від осі обертання затискного важеля)
5		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D_H = 2 (\alpha - L \sin (\alpha/2 + \gamma - 90)) \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - 90^\circ$	0
6		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha - L \sin (\alpha/2 + \gamma - \varphi - 90)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - \varphi - 90^\circ$	$\varphi > 0$ (в сторону осі обертання затискного важеля)

Продовження табл.1

1	2	3	4	5	6
7		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha - L \sin (\alpha/2 + \gamma + \varphi - 90)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma + \varphi - 90^\circ$	$\varphi > 0$ (в сторону від осі обертання затискного важеля)

Наведені результати розрахунку величин довжин плеч та діаметру утримуваних деталей за основними конструктивними параметрами затискного важеля дають змогу аналітично встановлювати величини передавальних відношень використовуваних проміжних передач, а також ґрунтовно аналізувати вплив конструктивних параметрів затискних важелів на силові та функціональні особливості захватних пристроїв і визначати найбільш доцільні їх виконання.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування/Павленко І.І. - Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420с.
2. Павленко І.І. Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів/ Павленко І.І., Годунко М.О. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.- Кіровоград: КНТУ, 2006.– Вип. 36.– С. 44–49.
3. Павленко І.І. Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. // Техніка в с.-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2007.–Вип. 18.– С. 65–68.

И.Павленко, М.Годунко

Функциональные характеристики захватных устройств

В данной статье описан способ определения передаточных отношений, которые обеспечиваются зажимными рычагами захватного устройства. Также в статье рассмотрены схемы зажима с разными значениями диаметров детали, а также с разными конструктивными параметрами зажимных рычагов. Результаты расчетов возведены в общую таблицу.

I.Pavlenko, M.Godunko

Functional descriptions of grippers

The method of determination of transmission relations which are provided the clamping levers of grippers is described in this article. Also in the article the charts of clamp are considered with the different values of diameters of detail, and also with the different structural parameters of clamping levers. The results of calculations are erected in a general table.

Одержано 22.02.10

УДК 678

О.П. Бруцький, аспірант

Кіровоградський національний технічний університет

Процеси, що відбуваються у розплавах полімерів при відновленні підшипників ковзання в ультразвуковому полі

В статті висвітлено міцність зв'язку полімеру з наповнювачем, що визначається змочувальною здатністю, адгезією матриці до волокна, усадкою при затвердженні, фізико-механічними властивостями та структурою матриці, наявністю на поверхні розподілу волокно-полімер порожнин і газових включень. Зображені графіки залежності міцності склонаповнених поліамідних композицій **ультразвук, склонаповнені поліаміди, адгезійна міцність, в'язкість**

Ультразвукові коливання знаходять все ширше практичне використання у різних галузях науки і техніки. Це пояснюється вельми ефективними факторами дії ультразвуку на стан речовини – рівномірно розподіляти його у об'ємі, змінювати швидкість розчинення та кристалізації різних речовин, виконувати мийні, очисні та хімічні дії, значно прискорювати реакції і процеси у рідинах (гетерогенні та дифузійні процеси), підвищувати інтенсивність технологічних процесів обробки як твердих, так рідинних матеріалів.

До розряду високоміцнісних армованих пластиків відносяться склонаповнені поліамідні композиції, властивості яких залежать від компонентів, що до них входять. Міцність зв'язку полімеру з наповнювачем визначається змочувальною здатністю, адгезією матриці до волокна, усадкою при затвердженні, фізико-механічними властивостями та структурою матриці, наявністю на поверхні розподілу волокно-полімер порожнин і газових включень.

Полімерні матеріали дуже чутливі до зовнішніх діянь [1]. Обробка ультразвуком сприяє не тільки підвищенню ефективності виробничих процесів, а і внутрішнім перетворенням, що впливають на працездатність виробів.

Сьогодні широкого розповсюдження отримали адсорбційну та дифузійну теорії адгезії між наповнювачем і матрицею [2]. Але існує і механічна теорія [3], відповідно до якої адгезійний зв'язок між полімером і субстратом утворюється внаслідок затікання полімеру в мікрodefекти на поверхні наповнювача.

Граничне зміцнення адгезійного з'єднання досягається при максимальному заповненні мікрodefектів на поверхні субстрату. Адгезійна міцність пропорційнальна глибині затікання адгезиву в субстрат і вона залежить від реологічних процесів.

Складний характер має залежність адгезивної міцності від тиску. З одного боку, підвищення тиску супроводиться збільшенням кількості контактів. Але з другого боку, механічне склування, що виникає у полімерах під високим тиском, ускладнює розвиток реологічних процесів.

Однією з особливостей дії ультразвуку на процеси, що протікають у розплавах, є суттєве підвищення висоти підйому рідини та швидкості її проходження у тонких капілярних трубках. Звукокапілярний тиск підвищується по мірі зменшення діаметру

капіляра і не залежить від матеріалу капіляра. Коли розплав композицій характеризується низькою в'язкістю у плавильному циліндрі, ультразвукові коливання сприяють розщепленню макромолекул, чим більше знижується в'язкість та забезпечують максимальне заповнення мікрodefектів скловолокна розплавом поліаміда.

Цей процес дозволяє підвищити адгезію матриці та наповнювача за рахунок їхньої механічної взаємодії. Підвищення адгезійної міцності у склопластиках позначається на підвищенні їх властивостей (рис.1).

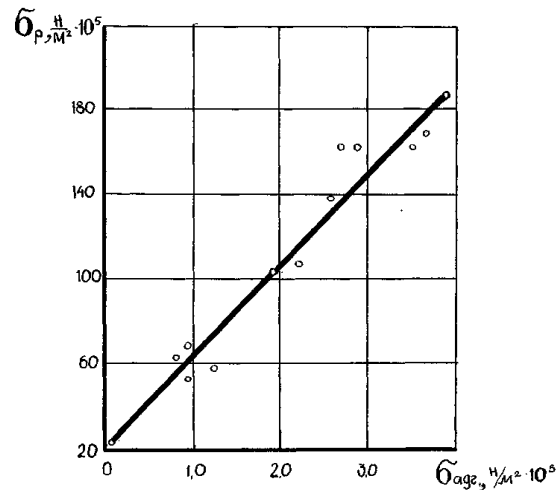


Рисунок 1– Залежність міцності склонаповнених поліамідних композицій (σ_p – границя міцності на розрив) від адгезійного зв'язку ($\sigma_{адг}$) поліаміда із субстратом

Глибина затікання розплаву поліаміда у мікрodefекти рубаного скловолокна, окрім інших умов, залежить від змочувальної здатності субстрату адгезивом.

Змочувальна здатність визначається станом волокна у склонаповнених поліамідних композиціях, в'язкістю розплаву та його властивостями. Мірою змочування є крайовий кут. У цілому змочування грає важливу роль при формуванні адгезійного з'єднання (рис. 2).

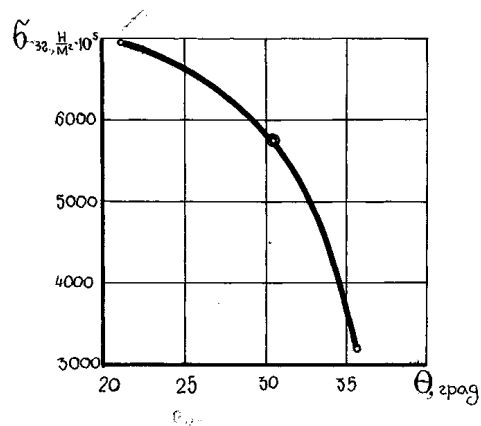


Рисунок 2 – Залежність міцності склонаповнених поліамідних композицій ($\sigma_{зг}$ – границя міцності при згинанні) від змочування (θ – крайовий кут змочування) субстрату розплавом

Це настановує на висновок, що якщо адгезійна міцність зчеплення у склопластиках впливає на їх міцність, то і величина змочування скловолокна розплавом полімеру позначиться на зміні фізико-механічних властивостей покриттів спрацьованих поверхонь підшипників ковзання сільськогосподарських машин.

Список літератури

1. Басов Н.И. и др. Виброэкструзионное формование полимерных материалов // Пластические массы.– 1975.–№2. – С. 19-23.
2. Берлин А.А. Басин В.Е. Адгезионная прочность. – М.: Химия, 1981. – 208 С.
3. Гуль В.Е., Генель С.В., Фомина Л.Л. О влиянии микрореологических процессов на адгезию материалов.// Механика полимеров.– 1970.–№2. – С. 203–208.

О. Бруцкий

Процессы, которые происходят в расплавах полимеров при возобновлении подшипников скольжения в ультразвуковом поле

В статье отражена прочность связи полимера с наполнителем, который определяется смачивающей способностью, адгезией матрицы к волокну, усадкой при отверждении, физико-механическими свойствами и структурой матрицы, наличием на поверхности распределения волокну-полимер полостей и газовых включений. Изображены графики зависимости прочности стеклонаполненных композиций полиамидов

A. Bruckiy

Processes, which occur in rasplavah polymer under renewed bearing of the slide in ultrasonic field

In article reflected toughness relationship of the polymer with filler, which is defined moistening ability, adhesive of the matrix to filament, shrinkage when approving, physico-mechanical characteristic and structure of the matrix, presence on surfaces of the distribution filament-polymer of the cavities and gas cut-in. Expressed graphics to dependencies to toughness glass composition polyamides

Одержано 03.12.09

УДК 631.3.015.23:536.24

С. Р. Кирницький, канд. техн. наук, заступник директора по науковій роботі
Науково-виробниче об'єднання "МЕТА"

Визначення змін профілю потенціалу деформацій середовищ триботехнологічного шару і шару матеріалу підложки при термічній обробці

В ході досліджень є визначення значень змін профілю потенціалу деформацій середовищ триботехнологічного шару і шару матеріалу підложки при термічній обробці.
опис, ефект, об'єкт, середовище, шар, підложка, матеріал, пам'ять, рівняння, вплив

Визначення проблеми. Умови фінансово-економічної кризи диктують необхідність технологічного переозброєння і технічного оновлення машинно-тракторного парку сільськогосподарського виробництва [1], що зумовлює поступовий перехід до використання багатопрофільних енергетичних засобів малої потужності.

Аналіз останніх публікацій і досліджень. При вирішенні задач створення двигуна трактора Т-25 фахівцями Первомайського політехнічного інституту Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова [2] була розглянута задача виникнення збурень у результаті зовнішнього впливу навантажень і внутрішніх змін середовища системи-об'єкту (поверхня шару і підложка циліндрів ДВЗ) із-за теплового впливу при взаємодії пар тертя двигуна трактора Т-25 в процесі експлуатації. Були виявлені умови, при виконанні яких визначена кінцева швидкість зміни концентрацій збурень у середовища системи-об'єкту [3], та розповсюдження збурень у середовищі [4].

Невирішена частина проблеми. Предметом досліджень при визначенні змін профілю потенціалу деформацій середовищ матеріалу трибо-технологічного шару і підложки циліндрів двигуна внутрішнього згорання трактора Т-25 при термічній обробці. В ході досліджень встановлено, що значні відхилення наведених систем-об'єктів поглинаються технологічним середовищем – повехнею триботехнологічного шару, підложкою і основним матеріалом циліндрів ДВЗ. Визначення профілю потенціалу деформацій середовищ шару і матеріалу циліндрів ДВЗ трактора Т-25 потребує створення окремих локальних моделей, які забезпечують імітаційне моделювання процесів деформацій та використання структурно-функціональної моделі середовищ шару і підложки циліндрів.

Мета досліджень. Задачею досліджень є визначення значень змін профілю потенціалу деформацій середовищ триботехнологічного шару і шару матеріалу підложки при термічній обробці.

Основна частина. У відповідності з [5] опис процесів деформацій за умов нестационарного процесу напружень триботехнологічного шару і підложки за достатньо малий проміжок часу здійснюється з використанням методу аналогій [6] за допомогою рівняння [7]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{(l_1^u)^2} = \frac{\partial^2 J_1^u}{\partial (\tau_1^u)^2} + \frac{1}{\zeta_1^u} \frac{\partial J_1^u}{\partial \tau_1^u} = \nabla^2 J_1^u \cdot x \\ \frac{1}{(l_2^n)^2} = \frac{\partial^2 J_2^n}{\partial (\tau_2^n)^2} + \frac{1}{\zeta_2^n} \frac{\partial J_2^n}{\partial \tau_2^n} = \nabla^2 J_2^n \cdot x \end{array} \right. , \quad (1)$$

де l_1^u і l_2^n – відповідно зміни товщини середовища триботехнологічного шару матеріалу і підложки під час термічної обробки [8], м;

J^u і J^n – відповідно триботехнологічна придатність матеріалу прикордонного шару [9] і пружні властивості підложки [10], Па/(м² °К);

ζ_1^u і ζ_2^n – відповідно коефіцієнти деформацій структури поверхні системи: внутрішніх шарів прикордонного шару і внутрішніх шарів підложки [11,12], м/(м² °К);

τ_1^u і τ_2^n – відповідно час релаксації потоку деформацій системи з внутрішніх шарів матеріалу до поверхні підложки і з поверхні підложки у прикордонний шар, с;

X – проміжки часу спостережень, с;

індекс “*u*” і “*n*” – відповідно значення характеристик підложки і середовища триботехнологічного шару.

Системи-об’єкти – поверхні триботехнологічного шару (далі середовище) і підложки (далі матеріал), здатні акумулювати напруження та відповідні деформації за термін часу $\tau_{1\mu}^u \mp \Delta \tau_{1\mu}^u$ і $\tau_{2\mu}^n \mp \Delta \tau_{2\mu}^n$. Оскільки наведені системи-об’єкти

представляють інерційні об’єкти, тому при $\tau_{1\mu}^u$ і $\tau_{2\mu}^n$ – термінах часу, за який об’єкт

підтримує свої пружні властивості, незважаючи на зовнішній між груповий вплив, можливо розглядати середовище і матеріал як систему-об’єкт з пам’яттю за умов впливу на середовище потоку напружень u_1^u і u_2^n , яке викликає зміну деформацій

середовищ d_1^u і d_2^n . При чому приріст деформацій середовища трибо-технологічного шару в силу нерозривності з’єднання його з підложкою дорівнює деформації середовища матеріалу внаслідок між групової взаємодії: $\Delta d_1^u \mp \Delta d_2^n = 0$. Зв’язок

змін стану деформацій в процесі термічної обробки при впливі температури зовнішнього середовища dT у середовищі триботехнологічного шару Δd_1^u і

матеріалі Δd_2^n відбувається в результаті змін *потенціалів* систем-об’єктів:

середовища триботехнологічного шару p_1^u

$$\Delta p_{1\mu}^u = d_1^u dT = f_1 \left(u_{1\mu}^u \tau_{1\mu}^u \right) dT , \quad (2)$$

і матеріалу підложки p_2^n

$$\Delta p_{2\mu}^n = d_2^n dT = f_2 \left(u_{2\mu}^n \tau_{2\mu}^n \right) dT. \quad (3)$$

В розрахунку на $1/^\circ p$ приріст потенціалу деформацій середовищ шару і матеріалу складає $\Delta p_{1T}^u - \Delta p_{2T}^n \mp \Delta p_{2T}^n = \Delta U_{x_T} / \Delta (E_{1T}^u - E_{2T}^n)$ при стаціонарному процесі енергонасичення шару і матеріалу E_1^u, E_2^n .

Представимо результат взаємного впливу за період ситуаційного часу термічної обробки або температурного впливу при експлуатації на середовище шару і матеріал за час, за який система-об'єкт підтримує свої пружні властивості, незважаючи на зовнішній між груповий вплив на об'єкт у вигляді виразів [10]:

$$\begin{cases} J(d_1^u) = \Phi_{1\mu}^u [\nabla D (\tau_{1\mu}^u)] \Big|_0^d \\ J(u_1^u) = \Phi_{1\mu}^u [\nabla U (\tau_{1\mu}^u)] \Big|_0^u \end{cases}; \quad (4)$$

$$\begin{cases} J(d_2^n) = \Phi_2^n [\nabla D_2^n (\tau_{2\mu}^n)] \Big|_0^d \\ J(u_2^n) = \Phi_2^n [\nabla U_2^n (\tau_{2\mu}^n)] \Big|_0^u \end{cases}, \quad (5)$$

де $\nabla D (\tau_{1\mu}^u)$ і $\nabla D (\tau_{2\mu}^n)$ – градієнт потоку напружень відповідно середовищ з пам'яттю триботехнологічного шару і матеріалу підложки, Па/м²;

$\nabla U (\tau_{1\mu}^u)$ і $\nabla U (\tau_{2\mu}^n)$ – градієнт потоку змін щільності структури матеріалу відповідно середовищ з пам'яттю триботехнологічного шару і матеріалу підложки, кг/м²;

$\Phi \tau_{1\mu}^u$ і $\Phi \tau_{2\mu}^n$ – функціонал системи-об'єкту.

При розрахунку деформації складових системи-об'єкту триботехнологічного шару і матеріалу підложки під час системи-процесу термічної обробки або температурного впливу за час експлуатації, приймаємо для нестационарного процесу деформації об'єкту – шару і матеріалу, на протязі малого проміжку часу з урахуванням аналогій [6] і щільності деформацій триботехнологічного шару і матеріалу підложки [13,14] отримуємо:

$$\begin{aligned} \zeta_{u_p} \rho_1^u \frac{\partial J(d_1^u)}{\partial \tau_1^u} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\zeta_1^u (J(d_1^u)) \frac{\partial J(d_1^u)}{\partial x} \right] \\ \zeta_{u_T} \rho_2^n \frac{\partial J(d_2^n)}{\partial \tau_2^n} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\zeta_2^n (J(d_2^n)) \frac{\partial J(d_2^n)}{\partial x} \right] \end{aligned}, \quad (6)$$

де ζ_{u_p}, ζ_{u_T} – відповідно ізобарна і ізотермічна ємності деформації середовища шару і шару матеріалу підложки у певному обсязі V , м/(Па*м³), Па/(град*м³);

ρ_1^u і ρ_2^n – відповідно щільність матеріалу (речовини) триботехнологічного шару і підложки, кг/м³.

За умов нелінійної деформації об'єкту і матеріалу під час термічної обробки об'єктів – матеріалу (речовини) триботехнологічного шару і підложки, кінцева швидкість розповсюдження збурень деформації матеріалу шару і підложки або фронту потоків деформації системи-об'єкту та матеріалу шару і підложки може бути зумовленою існуванням об'ємного поглинання збурень (деформацій) структури технологічним середовищем матеріалами шару і підложки $m(J(d_1^u))$ і $m(J(d_2^n))$ (6) має вигляд:

$$\begin{aligned} \zeta_{u_p} \rho_1^u \frac{\partial J(d_1^u)}{\partial \tau_1^u} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\zeta_1^u(J(d_1^u)) \frac{\partial J(d_1^u)}{\partial x} \right] + mJ(d_1^u); \\ \zeta_{u_T} \rho_2^n \frac{\partial J(d_2^n)}{\partial \tau_2^n} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\zeta_2^n(J(d_2^n)) \frac{\partial J(d_2^n)}{\partial x} \right] + mJ(d_2^n). \end{aligned} \quad (7)$$

Застосування рівнянь (6) і (7) можливо при виявленні умов, при виконанні яких існує кінцева швидкість розповсюдження збурень деформації об'єкту та матеріалу шару і підложки або просторова локалізація потоків речовини.

Висновки. Проведене визначення значень розповсюдження фронту деформацій у системі-об'єкті – підложці, і фронту поглинання деформацій у триботехнологічному шарі матеріалу за умов збереження їх триботехнологічних властивостей і забезпечення знешкодження впливу деформацій.

Список літератури

1. “Програма розвитку продуктивних сил Миколаївської області на засадах збільшення економічної активності сільського населення у 2008-2012 роках“, *реєстраційний номер* 0107U009112 від 10.2007 р.
2. Доценко С.М., Литвин С.М., Кирницький С.Р. Задачі створення двигуна трактора Т-25 // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2009.– №17(94). – С.3-4.
3. Доценко С.М., Литвин С.М., Кирницький С.Р. Визначення зміни концентрацій збурень у середовищі системи-об'єкту // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2009.– №18(95). – С.66-72.
4. Доценко С.М., Литвин С.М., Кирницький С.Р. Визначення розповсюджень збурень у середовищі системи-об'єкту // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2009.– №18(95). – С.37-40.
5. Кирницький С.Р. Опис процесів деформацій за умов нестационарного процесу напружень триботехнологічного шару і підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.30-36.
6. Доценко С.М., Литвин С.М., Кирницький С.Р. Метод аналогій деформацій середовища системи-об'єкту // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2009.– №18(95). – С.75-81.
7. Доценко С.М., Литвин С.М., Кирницький С.Р. Визначення концентрацій напружень (збурень середовища) у місцях спостережень системи-об'єкту // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2009.– №18(95). – С.72-75.
8. Кирницький С.Р. Проведення досліджень процесу зміни товщини середовища триботехнологічного шару матеріалу і підложки циліндрів ДВЗ під час термічної обробки // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.59-63.
9. Кирницький С.Р. Визначення триботехнологічної придатності матеріалу прикордонного шару в системі-процесі термічної обробки поверхні триботехнологічного шару циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.63-66.
10. Кирницький С.Р. Визначення пружних властивостей шару підложки в системі-процесі термічної обробки поверхні циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.66-69.

11. Кирницький С.Р. Визначення коефіцієнтів деформацій структури поверхні системи: внутрішніх шарів триботехнологічного шару циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.69-72.
12. Кирницький С.Р. Визначення коефіцієнтів деформацій структури поверхні системи: внутрішніх шарів підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.72-75.
13. Кирницький С.Р. Визначення щільності деформацій матеріалу триботехнологічного шару і підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.42-43.
14. Кирницький С.Р. Визначення щільності деформацій матеріалу підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.43-44.

С. Кирницький

Определение смены профиля потенциала деформаций сред триботехнологического слоя и слоя материала подложки при термической обработке

В ходе исследований определено значения изменений профиля потенциала деформаций сред триботехнологического слоя и слоя материала подложки при термической обработке.

S. Kirnitsky

Definition of changes a profile of potential of deformations of medium in tribotechnological a layer and a backing material layer at high-heat treatment

During researches of definitely value of changes a profile of potential of deformations of medium in tribotechnological a layer and a backing material layer at high-heat treatment.

Одержано 18.09.09

УДК 621.95

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, В.В. Свяцький, канд. техн. наук,
Л.П. Свяцька, асист.**

Кіровоградський національний технічний університет

Використання методів вібраційного свердління в сільськогосподарському машинобудуванні

Виконано аналіз можливості інтенсифікації процесу обробки глибоких отворів на верстатах вертикально-свердлильної групи. Представлено конструкцію кулькового вібраційного патрона для обробки глибоких отворів у в'язких сталях.

свердління, отвір, патрон, вібрація, пристрій, машинобудування, інтенсифікація

У загальному об'ємі металообробки свердління отворів складає близько 30% всіх операцій. Особливі труднощі у виробничих умовах визиває обробка глибоких отворів, у яких відношення глибини різання до діаметра більше трьох [1 – 2]. В системі верстат – пристосування – інструмент – деталь при глибокому свердлінні в найбільш важких умовах працює інструмент – свердло [3]. Замкнений об'єм обробки, різноманітні функції, виконання яких повинна забезпечувати конструкція інструменту, форсовані режими різання змушують працювати корпус свердла, його ріжучі і напрямні елементи з високими напруженнями.

© В.М. Пестунов, В.В. Свяцький, Л.П. Свяцька, 2010

11. Кирницький С.Р. Визначення коефіцієнтів деформацій структури поверхні системи: внутрішніх шарів триботехнологічного шару циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.69-72.
12. Кирницький С.Р. Визначення коефіцієнтів деформацій структури поверхні системи: внутрішніх шарів підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.72-75.
13. Кирницький С.Р. Визначення щільності деформацій матеріалу триботехнологічного шару і підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.42-43.
14. Кирницький С.Р. Визначення щільності деформацій матеріалу підложки циліндрів ДВЗ // Бюл. наук. пр. Прибужжя.– 2008.– №2(66). – С.43-44.

С. Кирницький

Определение смены профиля потенциала деформаций сред триботехнологического слоя и слоя материала подложки при термической обработке

В ходе исследований определены значения изменений профиля потенциала деформаций сред триботехнологического слоя и слоя материала подложки при термической обработке.

S. Kirnitsky

Definition of changes a profile of potential of deformations of medium in tribotechnological a layer and a backing material layer at high-heat treatment

During researches of definitely value of changes a profile of potential of deformations of medium in tribotechnological a layer and a backing material layer at high-heat treatment.

Одержано 18.09.09

УДК 621.95

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, В.В. Свяцький, канд. техн. наук,
Л.П. Свяцька, асист.**

Кіровоградський національний технічний університет

Використання методів вібраційного свердління в сільськогосподарському машинобудуванні

Виконано аналіз можливості інтенсифікації процесу обробки глибоких отворів на верстатах вертикально-свердлильної групи. Представлено конструкцію кулькового вібраційного патрона для обробки глибоких отворів у в'язких сталях.

свердління, отвір, патрон, вібрація, пристрій, машинобудування, інтенсифікація

У загальному об'ємі металообробки свердління отворів складає близько 30% всіх операцій. Особливі труднощі у виробничих умовах визиває обробка глибоких отворів, у яких відношення глибини різання до діаметра більше трьох [1 – 2]. В системі верстат – пристосування – інструмент – деталь при глибокому свердлінні в найбільш важких умовах працює інструмент – свердло [3]. Замкнений об'єм обробки, різноманітні функції, виконання яких повинна забезпечувати конструкція інструменту, форсовані режими різання змушують працювати корпус свердла, його ріжучі і напрямні елементи з високими напруженнями.

© В.М. Пестунов, В.В. Свяцький, Л.П. Свяцька, 2010

Особливі вимоги висуваються до якості глибоких отворів у порівнянні зі звичайними – це показники точності положення і форми. Для отримання таких отворів використовується механічний привод подачі верстата, що приводить до масових поломок інструменту. Навіть при ручній подачі доводиться періодично виводити інструмент з отвору, який оброблюється, при цьому збільшується час обробки, що у свою чергу веде до зниження продуктивності праці.

Стружка, що утворюється при обробці, у вигляді стрічки з великою протидією йде по гвинтових канавках свердла і, як наслідок, визиває періодичне утворення пробок і поломку інструмента. Пакетування стружки також призводить до утрудненого підведення мастильно-охолодного технічного засобу (МОТЗ) у зону різання.

Механічна подача верстатів використовується при співвідношенні глибини обробки до діаметра отворів менше трьох ($\frac{L}{D} < 3$). Із подальшим збільшенням глибини обробка отворів здійснюється із ручною подачею, тому що в процесі різання, особливо при обробці в'язких сталей, утвориться зливна стружка, яку важко видалити і яка забиває гвинтові канавки свердла, ускладнює підведення МОТЗ, знижує стійкість інструмента, приводить до його заклинювання і поломок. Для дроблення стружки і її видалення доводиться періодично виводити свердло з отвору.

За даними Жиліса В.І. [4] при співвідношенні $\frac{L}{D} = 3$ необхідно один раз вивести інструмент із зони різання (табл. 1). З подальшим збільшенням глибини обробки кількість необхідних виведень свердла різко зростає, час, що необхідний на їхнє здійснення і оперативний час збільшується приблизно в 4 рази, що значно знижує продуктивність праці.

На основі аналізу конструкторської і технологічної документації випуску Кіровоградським ВАТ „Червона зірка” деталей сільськогосподарських машин (як

Таблиця 1

L/D	3	5	7	10
Кількість виведень свердла	1	2	4	7
Час на виведення свердла, хв.	0,06	0,11	0,18	0,4
Оперативний час, хв.	0,3	0,7	1,3	2,7

правило, із в'язких сталей типу БСт5пс2) зібрані дані по кількості і типорозмірам отворів, які отримують свердлінням. Отримані дані статистично оброблені і зведені на рис. 1 (для всіх діаметрів D , глибин обробки L і співвідношень $\frac{L}{D}$).

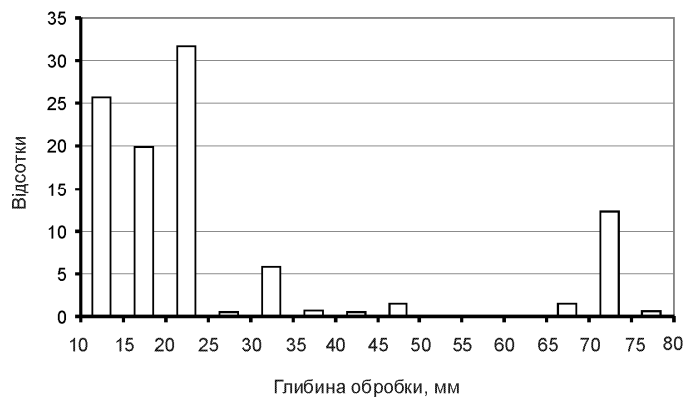


Рисунок 1

Як свідчить рис.1, переважна глибина свердління складає від 10 до 25 мм, однак є цілий ряд деталей, у яких необхідно обробляти отвори глибиною від 65 до 75 мм (зі співвідношенням $6.5 < \frac{L}{D} < 8$), продуктивність обробки яких особливо низька, тому що за технологічним процесом кількість виведень інструмента при обробці кожного отвору з метою видалення стружки із зони різання досягає п'яти і більше.

Одним зі шляхів вирішення проблем при свердлінні глибоких отворів є одержання стабільного подрібнення стружки, що виключає необхідність періодичних виведень інструмента із зони різання. Подрібнення стружки можна здійснювати різними способами. Один з них – це завдання змушених осьових коливань інструменту за допомогою різних вібраційних пристроїв [5, 6]. Зі зменшенням навантаження на ріжучу кромку інструменту поліпшуються умови обробки, знижується коефіцієнт тертя стружки по канавкам свердла, підвищується стійкість інструмента. Подрібнення стружки забезпечується при співвідношенні частоти обертання і вібрації, приблизно, 3 : 2. Амплітуда коливань повинна перевищувати половину подачі на оберт.

Відомий цілий ряд пристроїв для вібраційного свердління із завданням змушених осьових коливань інструменту за допомогою електродинамічних, електрогідравлічних і інших вібраторів [5, 6]. Поряд з перевагою – плавністю регулювання амплітуди коливань, вони досить складні в технічному виконанні і мають високу вартість.

Останнім часом знаходять застосування різні вібраційні патрони, зокрема, кулькові вібратори, що дозволяють використовувати наявне на підприємствах обладнання і здійснювати надійне подрібнення стружки при порівняно малих габаритах, простоті конструкції і невисокій вартості виготовлення цих механізмів [7 – 9]. Доцільність застосування різних вібраторів визначається параметрами отворів, які обробляють.

Для свердління отворів у діапазоні діаметрів від 3 до 9 мм зі співвідношенням $L/D \geq 3$ розроблена конструкція кулькового вібратора, описана нижче. Схема вібратора наведена на рис. 2.

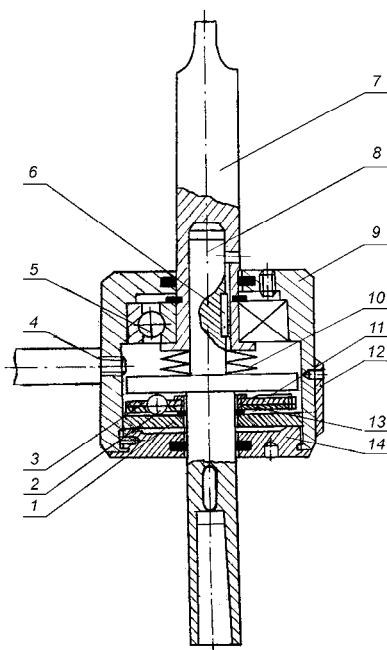


Рисунок 2

У шпинделі верстата кріпиться хвостовик 7, у якому за допомогою шпонки 6 фіксується інструментальний шпindel 8, що підтискається в напрямку подачі пружиною 10. По похилих поверхнях профільного кільця 1, які утворюють рівносторонню піраміду, перекочуються кульки 2, розміщені в сепараторі, що складається із кілець 3 і 13 із виконаними під кутом один до одного пазами. Механізм зміни амплітуди коливань виконано у вигляді пружного елемента 11, який з'єднано з кільцем 3 і який взаємодіє з пазами, що розташовані на периферії кільця 13. Профільне кільце 1 піджає в осьовому напрямку кришкою 14, яка є спряженою з корпусом 9. Корпус 9 має вікно для регулювання відносного зміщення кілець сепаратора. Вікно закривається кришкою 12. Корпус 9 фіксується від провороту шпилькою 14 і планкою, яка закріплена на верстаті (на схемі не показана). Кульковий підшипник 5 спряжений з хвостовиком 7.

Вібраційний патрон працює таким чином. При задані хвостовику 7 обертового руху, кульки 2 перекочуються по доріжках кочення опорного кільця 1 і профільного кільця 13, поверхні яких утворені похилими площинами, що визиває коливання інструментального шпинделя 8, який підтискає в напрямку подачі пружина 10, сила стиснення якої більше осьової складової сили різання. Під доріжкою кочення приймається кругова траєкторія руху кульок 2 по поверхні профільного кільця 1, радіус якої можна змінювати, змінюючи відносно положення кілець 3 і 13 сепаратора. Частота осьових коливань інструменту визначається швидкістю обертання хвостовика 7, числом кульок 2 і відносним положенням кілець 1 і 13. Амплітуда коливань інструменту залежить від кута нахилу площин профільного кільця 1, а також радіуса доріжки кочення кульок, який можна регулювати шляхом відносного зміщення кілець 3 і 13 сепаратора.

Розроблений оригінальний механізм для регулювання амплітуди коливань інструмента, що полягає в зміні положення кульок в пазах кілець сепаратора. Для зміни величини амплітуди коливань необхідно, не розбираючи патрон зняти кришку 12, повернути інструментальний шпиндель 8 таким чином, щоб механізм фіксації розташувався напроти вікна корпусу. Пружний елемент 11 виводиться із пазу кільця 1, кільце 13 зміщується відносно кільця 3 на потрібний кут, після чого положення кілець фіксується пружним елементом 11.

Для вібраційного свердління за допомогою наведеного пристрою використовують стандартні спіральні свердла зі збільшеним заднім ходом.

Висновки:

– застосовування вібраційних патронів дозволяє підвищити продуктивність праці на свердлильних операціях, а також провести їхню механізацію без значних фінансових витрат;

– порівняно низька собівартість, а також висока ефективність обробки отворів за допомогою кулькових вібропатронів (поліпшення підведення МОТЗ, підвищення стійкості інструменту, збільшення режимів різання) дозволяють рекомендувати їх для обробки глибоких отворів із в'язких матеріалів на підприємствах сільськогосподарського машинобудування.

Список літератури

1. Обработка глубоких отверстий / Н.Ф. Уткин, Ю.И. Кижняев, С.К. Плужников и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 269 с.
2. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Решение проблем глубокого сверления в металлообработке // Вестник НТУУ „КПИ”. Машиностроение. – К.: НТУУ „КПИ”, 2006. – №49. – С. 173 – 178.
3. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Элементы системы СПИД, ограничивающие выходные характеристики процесса глубокого сверления // Materiały IV Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji „Naukowym progress na rubieży tysiącleci – 2008”. – Przemysł: Nauka i studia, 2008. – Тум 14. Techniczne nauki. – Str. 53 – 55.
4. Жилис В.И. Анализ динамики состояния эксплуатации сверл в металлообрабатывающей промышленности // Проблемы развития режущего инструмента и повышение его производительности: Сборник материалов. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 134 – 139.
5. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями. – М.: Машиностроение, 1970. – 350 с.
6. Кумабэ Д. Вибрационное резание. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
7. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Управление циклом процесса глубокого сверления // Матеріали II міжнародної науково-практичної конференції „Дні науки – 2006”. –Т. 10.– Технічні науки. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2006. – С. 8 – 11.
8. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Процес глибокого свердління з управлінням потоками потужності в кінематичних ланцюгах формоутворення // Materiály IV mezinárodní vědecko-praktická konference „Nastolení moderní vědi – 2008”. – Praha: Publishing House „Education and science” s.r.o., 2008. – Dil. 9. Technické vědy. Tělovýchova a sport. – S. 31 – 33.

9. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Пути повышения эффективности металлорежущего оборудования // Високі технології: тенденції розвитку: Матеріали XV міжнародного науково-технічного семінару „Інтерпартнер – 2006”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2006. – 2-е вид. – С. 187.

В. Пестунов, В. Свяцкий, Л. Свяцкая

Использование методов вибрационного сверления в сельскохозяйственном машиностроении

Выполнен анализ возможности интенсификации процесса обработки глубоких отверстий на станках вертикально-сверлильной группы. Представлена конструкция шарикового вибрационного патрона для обработки глубоких отверстий в вязких сталях.

V. Pestunov, V. Svjatskiy, L. Svjatska

Use of vibrating drilling methods in agricultural machine construction

The analysis of the possibility of the deep-hole drilling intensification on vertically-drill tools is executed. The construction of the ball vibratory drill chuck for deep-hole drilling in viscous steel is presented.

Одержано 21.07.09

УДК 621.906-8

В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, О. С. Стеценко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Переналагоджувальні верстатні системи

В статті обґрунтована необхідність створення переналагоджуваних верстатних систем та показані шляхи підвищення ефективності верстатів створенням принципово нових структурних схем привода.

привід верстата, навантаження, шпиндель, піноль, вібратор, інструмент

Найважливішою вимогою при створенні нових конструкцій машин повинно бути досягнення максимального ефекту мінімальними витратами. Нові технологічні процеси обробки й безперервне підвищення якості випускаємої продукції посилюють вимоги до точності й технологічної надійності верстатів. Необхідність у розширенні технологічних можливостей верстатів спричиняє підвищення гранично припустимих навантажень на привід, збільшення їх габаритних розмірів і маси силових вузлів.

Істотно підвищити ефективність верстатів можна шляхом створення принципово нових структурних схем привода.

Умови функціонування основних вузлів і механізмів верстатів по навантаженню однозначно визначаються заданими параметрами технологічного процесу. Впливи навантажень на виконавчі органи й приводи верстата не однакові. Так, при збільшенні навантаження на привід подачі верстата і його напрямних знижуються точність обробки й технологічні можливості верстата. У той же час, при відносному збільшенні навантаження й переданої через привід головного руху потужності, підвищується ефективність використання верстатів, тому що відносні втрати потужності в приводі головного руху значно менші, ніж у приводі подачі. Тому навантаження виконавчих

9. Пестунов В.М., Свяцкий В.В., Свяцкая Л.П. Пути повышения эффективности металлорежущего оборудования // Високі технології: тенденції розвитку: Матеріали XV міжнародного науково-технічного семінару „Інтерпартнер – 2006”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2006. – 2-е вид. – С. 187.

В. Пестунов, В. Свяцкий, Л. Свяцкая

Использование методов вибрационного сверления в сельскохозяйственном машиностроении

Выполнен анализ возможности интенсификации процесса обработки глубоких отверстий на станках вертикально-сверлильной группы. Представлена конструкция шарикового вибрационного патрона для обработки глубоких отверстий в вязких сталях.

V. Pestunov, V. Svjatskiy, L. Svjatska

Use of vibrating drilling methods in agricultural machine construction

The analysis of the possibility of the deep-hole drilling intensification on vertically-drill tools is executed. The construction of the ball vibratory drill chuck for deep-hole drilling in viscous steel is presented.

Одержано 21.07.09

УДК 621.906-8

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

Переналагоджувальні верстатні системи

В статті обґрунтована необхідність створення переналагоджуваних верстатних систем та показані шляхи підвищення ефективності верстатів створенням принципово нових структурних схем привода.

привід верстата, навантаження, шпиндель, піноль, вібратор, інструмент

Найважливішою вимогою при створенні нових конструкцій машин повинно бути досягнення максимального ефекту мінімальними витратами. Нові технологічні процеси обробки й безперервне підвищення якості випускаємої продукції посилюють вимоги до точності й технологічної надійності верстатів. Необхідність у розширенні технологічних можливостей верстатів спричиняє підвищення гранично припустимих навантажень на привід, збільшення їх габаритних розмірів і маси силових вузлів.

Істотно підвищити ефективність верстатів можна шляхом створення принципово нових структурних схем привода.

Умови функціонування основних вузлів і механізмів верстатів по навантаженню однозначно визначаються заданими параметрами технологічного процесу. Впливи навантажень на виконавчі органи й приводи верстата не однакові. Так, при збільшенні навантаження на привід подачі верстата і його напрямних знижуються точність обробки й технологічні можливості верстата. У той же час, при відносному збільшенні навантаження й переданої через привід головного руху потужності, підвищується ефективність використання верстатів, тому що відносні втрати потужності в приводі головного руху значно менші, ніж у приводі подачі. Тому навантаження виконавчих

органів і приводів верстата необхідно перерозподілити для того, щоб заданим параметрам технологічного процесу відповідали умови оптимального функціонування приводів і виконавчих органів, які визначають основні вихідні характеристики верстата.

Зазначений перерозподіл навантаження обумовлює принципові зміни в структурі привода верстатів.

Авторами статті розроблена узагальнююча структурна схема привода, що забезпечує оптимальний перерозподіл навантаження, і на конкретних прикладах схем і конструкцій приводів верстатів показана ефективність нового підходу до питань підвищення їх якості.

Новий підхід заснований на зміні традиційного розподілу потоків потужності в приводі. Модель навантаження виконавчого органу привода верстата в умовах, що допускають зміну традиційного розподілу навантаження в приводі можна представити в такому вигляді:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P_1 W_1 + P_2 W_2, \quad (1)$$

де $\sum_{i=1}^n P_i$ - сума сил опору переміщенню виконавчого органу привода верстата за напрямком однієї зі складових швидкості руху формоутворення;

P_1, P_2 - складові рушійних сил у напрямку розглянутого переміщення;

W_1, W_2 - передатні функції по складовому впливу на виконавчий орган привода верстата.

Описувана наведеною формулою (1) структура привода верстатів визначає нові резерви в розвитку привода й дозволяє вирішувати завдання, що виходять за рамки досяжного при традиційному підході.

Наведена структура дозволяє, при заданих режимах обробки, створювати наперед задані умови функціонування по навантаженню виконавчих органів (напрямних, силових головок, шпиндельних вузлів і т.д.) верстатів і в тому числі з адаптивним і програмним керуванням. Це відкриває нові можливості подальшого розвитку й удосконалювання привода верстатних систем, розширення його технологічних можливостей по точності і допустимому ступені концентрації технологічних операцій.

Запропонована структурна схема, що узагальнює верстатний привід традиційного напрямку із системою керування потужністю й навантаженням приведена на рис. 1.

На схемі умовно позначені: M - електродвигун привода головного руху; i - механізм зміни настроювання привода головного руху; $МП$ - механізм перерозподілу потоків потужності й навантаження в приводі; 1, 2, 3 ... n - виконавчі органи привода; $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ - обмежувачі швидкості механізмів подачі; $ПУ_1, ПУ_2, \dots, ПУ_n$ - системи програмного управління в приводі подачі. $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ - технологічне навантаження на виконавчі органи привода верстатного обладнання.

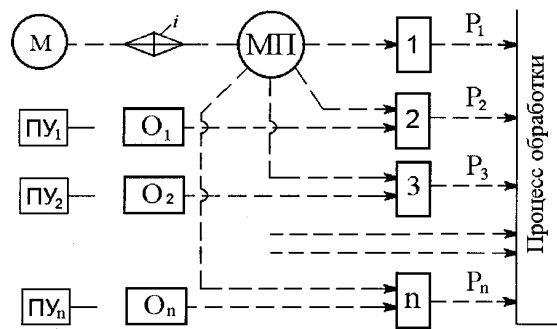


Рисунок 1 – Узагальнена структурна схема приводів верстатного обладнання

На базі узагальненої структурної схеми приводів верстатного обладнання (рис.1), розроблений цілий ряд конструктивних рішень верстатного обладнання. Проаналізуємо конструктивні особливості та переваги нових конструктивних рішень над верстатним обладнанням з приводами, створеними на традиційній основі.

Необхідність зміни шпиндельних вузлів виникає в багатоопераційних верстатах, коли в силу специфіки вимог до виконуваних технологічних операцій треба змінювати жорсткість, точність і вібростійкість привода головного руху.

На рис. 2 показано шпиндельний вузол з адаптивною системою керування точністю в радіальному напрямку. В процесі обробки заготовки, закріпленої на шпинделі 1 (установленої на підшипниках 2 і 3), обертання від привода надається через шків 4. Технологічне навантаження на шпиндель викликає його пружну деформацію, що знижує точність. Для компенсації пружної деформації в перетині А-А на шпинделі встановлені датчики 5, 7, 9, які включені в замкнену систему автоматичного керування точністю. Ця система через виконавчі механізми впливає при відхиленні на гідравлічні силові циліндри 6, 8, 10, викликаючи пружну деформацію шпинделя протилежно впливу технологічного навантаження і підвищує точність обробки.

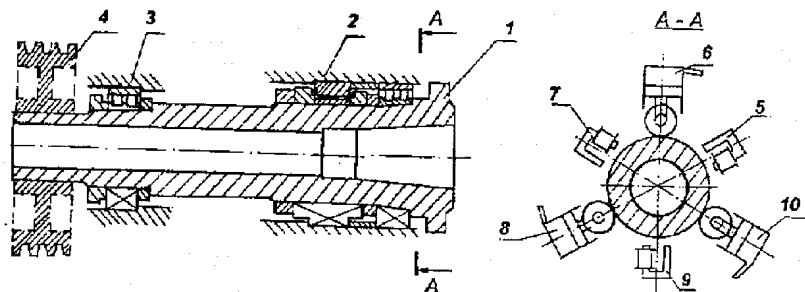


Рисунок 2 – Шпиндельний вузол з адаптивною системою управління точністю

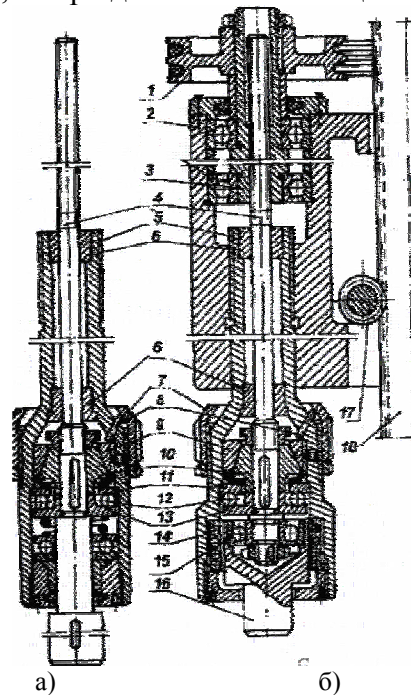
Змінний шпиндельний вузол багатоцільового верстата (рис. 3) вирішує проблему переходу від однієї технологічної операції до іншої в широкому діапазоні технологічних операцій від обробки різанням до обробки тиском. На рис. 3 а) показана головка, налагоджена на виконання технологічних операцій з поступальним головним рухом (прошивання отворів, дорнування, запресовування, штампування й т.д.). На рис. 3 б) показано змінний вузол, попередньо налагоджений на виконання технологічної операції з обертальним головним рухом і з поступальним рухом подачі (свердління, розсвердлювання, зенкерування, розвертування отворів і т.п.).

Змінна головка для подачі інструмента багатоцільового верстата має корпус 2, встановлений на стійці 18, по якій вона може переміщуватися за допомогою звичайного рейкового механізму 17 і фіксуватися в необхідному положенні.

В корпусі 2 на кулькових підшипниках 3 встановлена втулка 4, на якій консольно закріплений привідний шків 1 клинопасової передачі. В отворі втулки виконані шлиці, з якими з'єднаний шліцьовий хвостовик шпинделя (приводного вала) 5.

У різбовий отвір корпусу 2 входить зовнішня різьбова нарізка пінолі 6. На шпинделі 5, встановленому на підшипниках 7 у пінолі 6, закріплені привідна напівмуфта 11 фрикційної муфти й привідне кільце 14 кулькового вібратора. Ведена напівмуфта 10 фрикційної муфти встановлена в отворі пінолі і за допомогою тарілчастої пружини притиснута до штифтів 9, що впираються в гайку 8, зафіксовану в осьовому напрямку контргайкою. Профільне кільце 12 кулькового вібратора встановлене нерухомо в пінолі 6. До нього через кульки 13, розміщені в сепараторі, притиснуте кільце 14, закріплене на шпинделі 5 головки. При включенні приводного електродвигуна одержують обертання ведений шків 1 клинопасової передачі й втулка 4, що передає обертання через шліцьове з'єднання шпинделю 5 головки. Підпружинений в осьовому напрямку шпиндель, через закріплене на ньому кільце 14, змушує кульки 13 перекочуватися по сферичній канавці з поглибленнями в кільці 12. Внаслідок обертового шпинделя 5 одержує осьовий коливальний рух, параметри якого визначаються конструкцією кулькового вібратора.

Ведена напівмуфта 10 встановлена в пінолі 6 таким чином, що може з'єднуватися з привідною напівмуфтою, закріпленою на шпинделі 5, тільки при зворотному ході шпинделя. У результаті цього піноль 6 на різьбі періодично повертається в корпусі 2, забезпечуючи пульсуюче осьове переміщення пінолі й з'єднаному з нею робочому інструменту. Осьове положення напівмуфти 10 відносно пінолі 6 може встановлюватися за допомогою гайки. Зміна осьового положення веденої напівмуфти змінює час включення фрикційної муфти в процесі зворотного ходу шпинделя й кут повороту пінолі 6 на різьбі в корпусі 2, чим досягається регулювання величини осьового імпульсу чергового осьового переміщення пінолі. Таким чином, робочий імпульс головки відбувається кульковим вібратором у період, коли піноль не повертається на різьбі в корпусі, а періодичне осьове зміщення пінолі відбувається в



а) - змінний вузол; б) - змінна головка

Рисунок 3 – Змінний шпindelний вузол багатоцільового верстата

момент, коли робочий процес переривається.

У різьбовий отвір пінолі 6 загвинчена гайка штовхача 15, пружна мембрана якого забезпечує постійний контакт кульки при обертанні і осьовому коливанні шпинделя. У результаті штовхач 15 робить коливальні осьові рухи й періодично зміщується разом з піноллю в осьовому напрямку, забезпечуючи виконання вищевказаних технологічних операцій. Для утримання штовхача при виконанні зазначених операцій, установлена напрямна втулка 17, центрована по отвору пінолі.

В інструментальному шпинделі 16 закріплюється різальний інструмент, що виконує головний обертовий рух і пульсуючий рух подачі, який здійснюється імпульсним механізмом, що налагоджується попередньо на задану подачу. Для зміни виконуваної технологічної операції досить вивернути піноль 6 з корпусу 2 і на її місце поставити потрібний попередньо настроєний змінний вузол, призначений для виконання чергової операції.

Для зміни швидкості обертання шпинделя 5 головки або інструментального шпинделя 16 змінного вузла, відповідно до виконуваної технологічної операції, встановлено багатошвидкісний або регульований електродвигун, швидкість обертання якого може регулюватися в заданому діапазоні. Для повернення штовхача або інструментального шпинделя з інструментом у вихідне положення кінцевий перемикач шляхового керування (на рис.3 не показаний) реверсує привід і імпульсний механізм, періодично повертаючи піноль, повертає штовхач і інструмент у вихідне положення, де кінцевий вимикач автоматично включає привід. Установчі переміщення корпусу 2 по стійці 18 здійснюються рейковим механізмом. Для здійснення ручної подачі пінолі по зовнішній (циліндричній) її поверхні виконане рифлення.

На рис. 4 показаний привід верстата. Привід, дозволяє шляхом зміни налагодження одночасно змінювати робочу подачу при одночасному спрощенні механізму подачі.

На супорті 1 встановлюють каретку 9 з різцетримачем 2. У різцетримачі 2 закріплений різець 3. Супорт встановлений на поздовжніх напрямних верстата. Він має можливість поперечного переміщення для радіальної установки різця щодо заготовки 4, закріпленої в патроні 5.

На супорті 1 із протилежної сторони від різця встановлений другий тримач 7 з можливістю незалежного поперечного переміщення. У тримачі 7 встановлений ролик 6, що опирається на оброблювану поверхню деталі 4. Супорт 1 з'єднаний зі штоком 8 гідро- або пневмоциліндру 9. Пневмопривід необхідний для надання супорту рушійної сили в напрямку подачі, що переборює складові сили різання й сили тертя в напрямних і забезпечує притиснення ролика 6 до оброблюваної поверхні. Висока жорсткість і вібростійкість привода дозволяє ефективно його використовувати при обробці деталей в умовах серійного виробництва із застосуванням високопродуктивних режимів.

Поздовжня подача супорта, обчислена в міліметрах на оберт, безступенево регулюється за допомогою гвинта (на рис.4 не показаний), керованого рукояткою 10. Переміщення каретки 9 з різцетримачем 2 щодо тримача 7 з роликом 6 у поздовжньому напрямку змінює величину поздовжньої подачі. Для підвищення жорсткості привода й оброблюваної деталі з протилежної сторони від різця 3 підводять опорний ролик 6.

Відомі приклади конструкції механізму з вбудованим приводом подачі на зубообробних верстатах. Верстати 5А312, 5Б312 і їх модифікації мають незалежний привід подачі від асинхронного електродвигуна змінного струму. Механізм вбудовування адаптивної системи (АС) для цих верстатів складається з перехідних фланця і втулки, призначених для заміни існуючого електродвигуна на двигун постійного струму.

Адаптивна система призначена для стабілізації моменту сили різання за допомогою автоматичного регулювання величини подачі. Джерелом інформації про величину сили різання служить струм навантаження головного двигуна. Робочим керуючим сигналом АС служить приріст сили струму навантаження головного електродвигуна верстата, викликаний силами різання, в порівняльному пристрої здійснюється відокремлення частини сигналу, що відповідає струму холостого ходу, щоб початкова подача відповідала розрахунковій для даної оброблюваної деталі. Після врізання фрези в деталь сила струму навантаження зростає, збільшується керуючий сигнал датчика струму, що зменшує задавальну напругу, а отже, знижує швидкість двигуна подачі до величини, обумовленої величиною коефіцієнта підсилення системи й максимальним моментом сили різання. На ділянці виходу фрези з деталі подача збільшується до початкової. Аналогічно відбувається регулювання подачі при зміні твердості матеріалу заготовок і затупленні інструмента.

Для універсальних верстатів із частим переналагодженням частоти обертання шпинделя передбачений окремий блок автоматичної компенсації навантаження холостого ходу головного двигуна.

Ефективність застосування АС керування досліджували на верстаті 5К324 в умовах діючого дрібносерійного виробництва на московському ВО «Верстатобудівний завод» імені Серго Орджонікідзе. Схема АС керування верстатом моделі 5К324 представлена на рис. 5.

Деякі результати досліджень:

- застосування АС дозволяє при збереженні продуктивності зменшити рівень вібрацій за рахунок зниження подачі при максимальному навантаженні;
- розрахунок величини гребінців залежно від подачі й діаметра фрези доводить можливість збільшення подачі в 3-5 разів.

При випробуваннях верстатів з АС управління максимальна подача збільшувалася в 3 рази в порівнянні із записаною в технології, а шорсткість обробленого профілю зуба деталі відповідала 10-40 мкм.

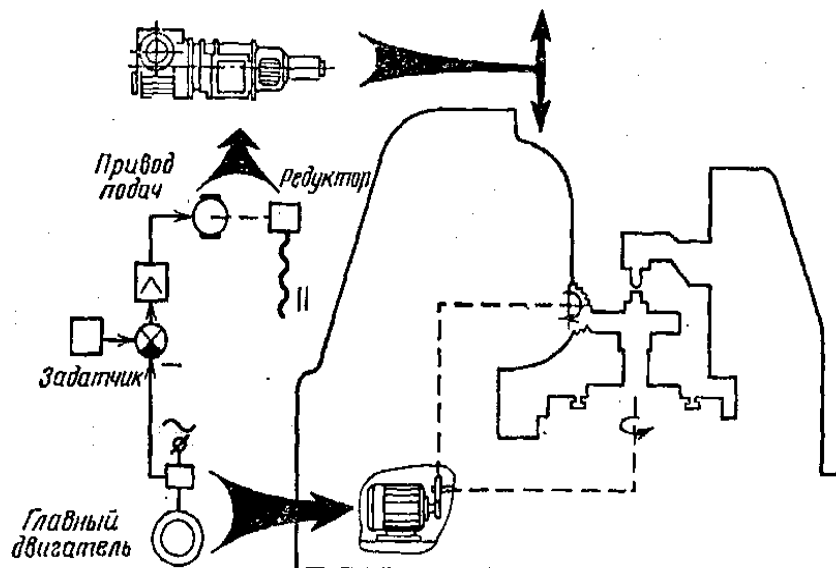


Рисунок 5 – Схема адаптивної системи привода зубообробного верстата 5К324

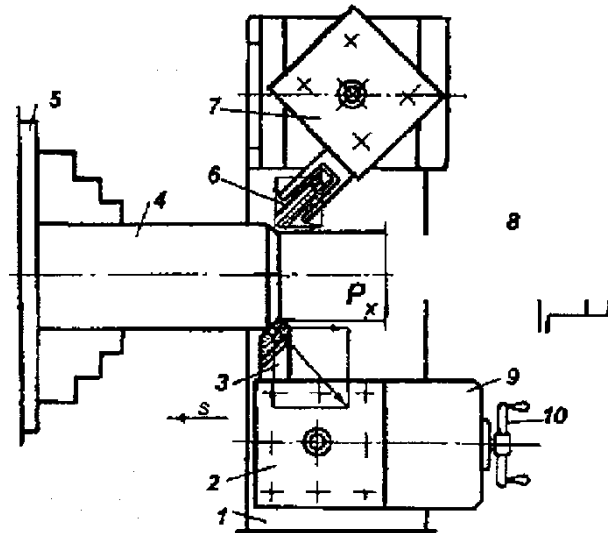


Рисунок 4 – Привод багатоцільового верстата

В процесі дослідження впливу АС на точність обробки виявилася можливість поліпшення якісних показників точності колеса до одного ступеня за рахунок стабілізації сили різання.

Безперервний і постійний прогрес технології й безперервне підвищення вимог до якості випускаємої продукції, висувають все нові вимоги до технологічних можливостей верстатного обладнання. Особливо гостро стоїть завдання розширення технологічних можливостей гнучких автоматичних виробництв. Об'єднання чорнових і чистових технологічних операцій на багатоопераційних верстатах загострило протиріччя "навантаження - точність". Це викликало ряд конкретних конструктивних методів вирішення цього протиріччя. Однак збільшення кількості рішень вказаного протиріччя, побудованих на традиційних засадах, знижує їх відносну ефективність та вимагає нового підходу до проблеми розширення технологічних можливостей верстатів.

Новий підхід заснований на зміні традиційного розподілу потоків потужності в приводі.

Проведені дослідження та практика машинобудівних підприємств, порівняльні випробування створених на новій основі приводів подач, наприклад, пінольного типу, показали, що їхня точнісна надійність у два рази вища, ніж надійність приводів, створених на традиційній основі.

Результати випробувань і експлуатації адаптивної системи приводу подач зубообробних верстатів дозволяють зробити наступні висновки:

1. Ефективність застосування АС залежить від прийнятої на заводі технології обробки зубчастих коліс.
2. Зі збільшенням модуля й числа зубців оброблюваних коліс ефективність застосування АС збільшується.
3. Машинний час обробки скорочується від 10 до 40%.
4. Чистота поверхні зубців залежить від мінімальної подачі, а величина максимальної подачі при вході фрези в деталь визначається ударною міцністю зубців.
5. Скорочується час переналагодження верстата для обробки в умовах індивідуального й дрібносерійного виробництва, тому що при наявності АС на верстаті один раз за допомогою змінних шестерень встановлюється максимально припустима подача, а переналагодження на обробку різних деталей проводять шляхом зміни настроювання системи.

6. В умовах масового виробництва не потрібно ніяких налагоджень і переналагоджень.

7. Спостерігається збільшення стійкості інструмента, а наявність індикації, робочої подачі дозволяє побічно оцінити ступінь його затуплення по величині зниження максимальної подачі в процесі обробки і тим самим визначати найбільш раціональний час стійкості черв'ячної фрези.

8. Від впровадження АС керування на зубофрезерних верстатах досягається значна економічна ефективність.

Список літератури

1. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопов и др. - М.: Машиностроение, 1980. - 536 с.
2. Пестунов В.М., Кариков Е.А. Повышение точности и производительности металлорежущих станков.- К.: Техніка, 1979. - 96 с.
3. Пестунов В.М., Лысенко А.В. Переналаживаемые системы станочного оборудования // Техника машиностроения.- 2000. - № 4. - С. 14-19.

В. Пестунов, О. Стеценко

Переналаживаемые станочные системы

В статье обоснована необходимость создания переналаживаемых станочных систем и показаны пути повышения эффективности станков созданием принципиально новых структурных схем привода.

V. Pestunov, O. Stecenko

A re-adjustable machine tool systems

The article justified the need for a re-adjustable machine tool systems and shows ways to improve the tools to create fundamentally new structural schemes drive.

Одержано 02.11.09

УДК 631.3: 633.85

О.П. Швець, аспірант

Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни

Дослідження та вплив кута рівноваги насіння озимого ріпаку на траєкторію його руху по робочій поверхні електрофрикційного сепаратора

В роботі проведено дослідження кута рівноваги насіння озимого ріпаку на похилій рухомій в електричному полі фрикційній площині, здійснено розрахунок координат та побудовано траєкторії руху насіння з дослідженими кутами рівноваги, обґрунтовано можливість розділення насінневої суміші на електрофрикційному сепараторі та створено передумови для обґрунтування параметрів та режимів роботи сепаратора.

фрикційний сепаратор, насіння, кут рівноваги, координати, траєкторія руху

Постановка проблеми. Наявність в достатній кількості високоякісного насінневого матеріалу є основою отримання високих врожаїв, в тому числі й озимого ріпаку. В значній мірі його отримують під час післязбиральної обробки шляхом сепарування. Проте розділення насінневих сумішей на існуючих сепараторах, в яких розділення посівного матеріалу проходить за фізико-механічними властивостями, часто не дає бажаного результату. Тому в роботах [3,5,7] було запропоновано інтенсифікувати цей процес шляхом накладання на робочу поверхню сепаратора електричного поля. Найефективнішими з них є стрічкові фрикційні сепаратори з рухомим в електричному полі робочим органом, розміщеним під кутом до горизонту. За таких умов сепарування проходить за сукупністю фізико-механічних та електричних властивостей компонентів насінневої суміші. Інтегральним показником процесу сепарування, який пов'язує значення траєкторії руху насіння з впливом всіх сил, що діють на неї, є її кут рівноваги. З іншого боку, він є універсальним критерієм визначення оптимальних режимів сепарування для установок, в яких як робочий орган використовується похила рухома площина і є нічим іншим, як ознакою подільності насінневої суміші на таких машинах. Стосовно озимого ріпаку, то цей показник досліджувався мало, що в свою чергу не дає можливості знайти оптимальні режими сепарування, які б уможливили виокремлення з насінневої суміші найбільш цінних за посівними властивостями насіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В основі вивчення процесу сепарування насіння на фрикційних стрічкових сепараторах з рухомим робочим органом лежить опис траєкторії руху частинок насінневої суміші [1,2,7].

Для визначення їх поведінки в робочій зоні сепарування широко використовують кут рівноваги. [3,5,7]. Його фізична суть полягає в тому, що теоретично існує такий кут нахилу даної площини, за якого частинка на ній буде знаходитись в стані спокою або рухатиметься без прискорення. Математичний вираз даного кута рівноваги α_p на похилій рухомій в електричному полі площині має вигляд [3,4]:

$$\alpha_p = \varphi + \arcsin(k_0 \cdot \sin \varphi), \quad (1)$$

де α_p – кут рівноваги частинки насінневої суміші в електричному полі на похилій рухомій площині, град;

φ - кут рівноваги частинки насінневої суміші на похилій рухомій площині без електричного поля, град;

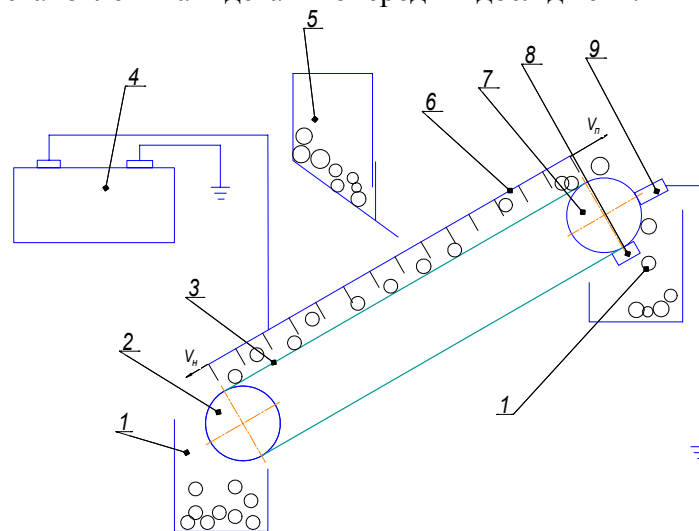
k_0 – кратність електричної сили.

Експериментальні дослідження цього кута для насіння озимого ріпаку дадуть можливість отримати вихідні дані для математичного опису траєкторій руху окремих насінин суміші, які в свою чергу стануть основою під час обґрунтування параметрів та режимів роботи електрофрикційного сепаратора.

Мета досліджень: підвищити якість розділення насінневої суміші озимого ріпаку завдяки дослідженню траєкторії руху її частинок по сепарувальній площині з використанням експериментальних значень їх кутів рівноваги.

Виклад основного матеріалу. З теорії руху частинки по похилій площині, яка здійснює поступальний рух відомо, що теоретично можливий такий кут її нахилу, при якому швидкість руху насінин буде рівна швидкості руху площини ($V_n = V_n$), а отже насінина буде знаходитись в одній точці координат (в стані рівноваги). Також відомо, що існує такий найменший кут α_{min} , за якого всі насінини, що знаходяться на площині, винесуться нею вгору та кут α_{max} , за якого всі насінини скотяться вниз. В проміжку цих кутів і знаходиться кут рівноваги α_p .

Для проведення досліду із вибраної проби насіння відбиралось по 100 насінин. На дослідній лабораторній установці (рис. 1) встановлювався режим сепарування з наступними регульованими параметрами: швидкість руху площини $V_n = 0,2$ м/с.; напруженість поля коронного розряду $E = 2,5$ кВ/см. Чисельні значення регульованих параметрів були встановлені на підставі попередніх досліджень.



1 - приймачі насіння; 2 - ведений валик; 3 - сепарувальне полотно; 4 - джерело високої напруги; 5 - бункер-живильник; 6 - коронуючий електрод; 7 - ведучий валик; 8 - очисна щітка; 9 - графітна щітка

Рисунок 1 - Схема лабораторного електрофрикційного сепаратора

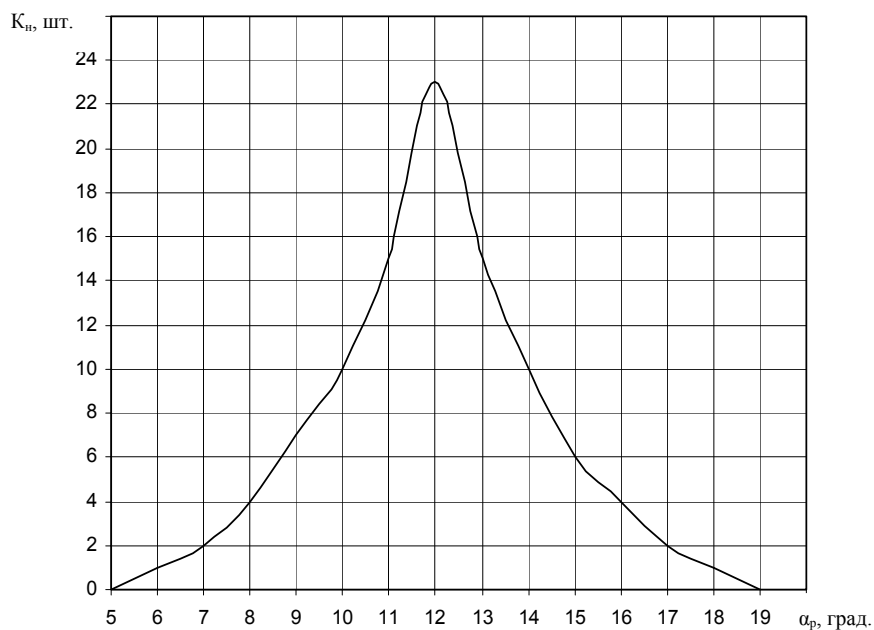
Визначення експериментальним шляхом кута рівноваги проходило наступним чином. Встановлювався мінімальний кут нахилу сепарувальної площини α_{min} , при якому хоча б одна з насінин скочувалась по ній вниз. Далі кут нахилу збільшувався на інтервал i складав $(\alpha_{min} + i)$. Насіння, яке винеслось стрічкою вгору, знову висипалось на стрічку і процес розділення повторювався. Після цього підраховувалась кількість насінин, які скотилися вниз. Дослід тривав до тих пір, доки всі насінини не скотились вниз. Цей кут був кутом $\alpha_{max} = \alpha_{min} + ni$.

Результатом такої серії дослідів став варіаційний ряд розподілу насінин даної вибірки за кутом рівноваги при прийнятих значеннях регульованих параметрів сепарування (табл.1), який графічно відображено на рис. 2.

Таблиця 1 – Варіаційні ряди розподілу насіння озимого ріпаку за кутом рівноваги

№ п/п	Кут рівноваги, α_p , град.												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	1	3	5	8	8	17	22	16	9	7	3	1	
2		3	4	8	10	18	20	15	11	6	3	1	1
3		2	5	6	8	13	14	19	11	9	9	4	
4	2	2	6	6	9	15	19	17	13	10	5		
5			3	7	11	16	21	13	10	7	6	3	3
6	1	4	5	7	8	17	20	16	8	6	4	3	1
7	2	2	3	5	9	15	23	14	9	8	5	5	
8			5	9	12	18	22	18	12	2	1	1	
9		3	6	8	10	15	20	14	9	8	6	1	

З наведених в таблиці даних та аналізу рис. 2 видно, що основна частина насіння має кут рівноваги в межах 10...14 градусів, а інтервал його значень лежить в межах від 7 до 17 градусів.



K_n – кількість насінин; α_p – кут рівноваги, град.

Рисунок 2 - Варіаційна крива розподілу насіння озимого ріпаку за кутом рівноваги

В процесі сепарування насінина ріпаку круглої форми буде здійснювати свій рух по сепарувальній площині за деякою криволінійною траєкторією (рис. 3). В початковий момент часу напрямком її миттєвої відносної швидкості V_r утворюватиме деякий кут θ з віссю ox , зв'язаної з нею рухомої системи координат. Задавшись кутом θ як функцією переміщення насінини S можна обчислити значення її швидкості при довільному значенні даного кута:

$$V = V_0 \cdot \left(\frac{\sin \theta_0}{\sin \theta} \right)^{\frac{\epsilon}{1,4}} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\theta_0}{2}} \right)^{\frac{\epsilon}{1,4}}, \quad (2)$$

де V_0 – початкова швидкість руху насінини, м/с;

ϵ – показник подільності.

$$\epsilon = \frac{\delta}{g_1 \cdot R} \cdot \left(g \cos \alpha + \frac{F_d}{m} \right), \quad (3)$$

де δ – коефіцієнт тертя кочення;

R – радіус насінини, м;

m – маса насінини, кг;

F_d – додаткова електрична сила, Н.

α – кут найбільшого нахилу сепарувальної площини, град.

$$g_1 = g \sin \alpha, \quad (4)$$

де α – кут найбільшого нахилу сепарувальної площини, град.

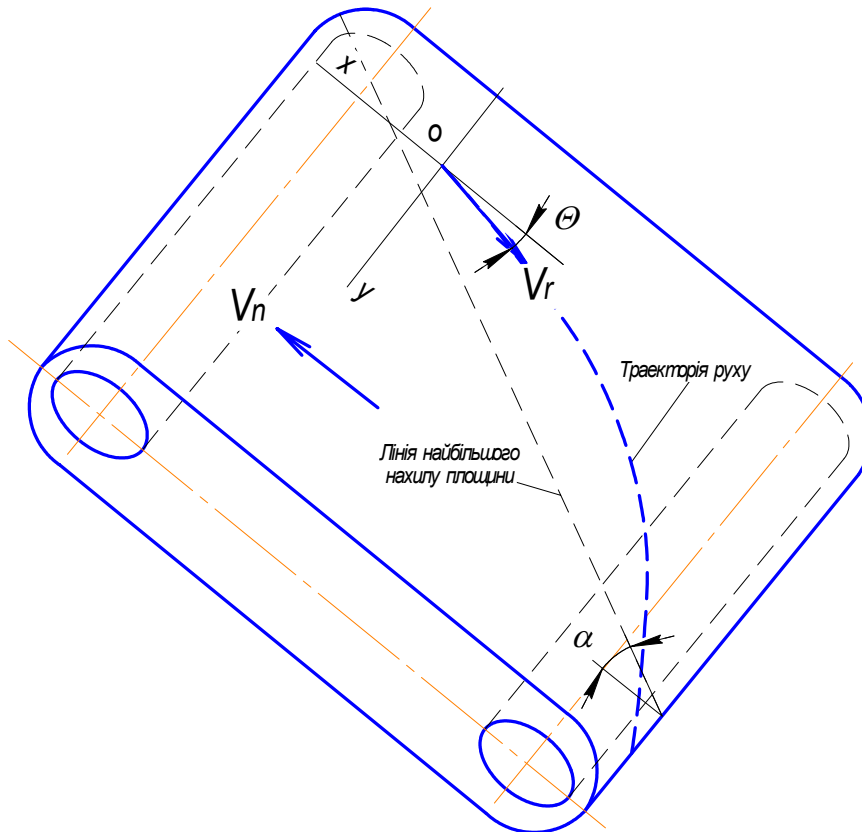


Рисунок 3 - Схема фрикційного сепаратора з довільним нахилом робочого органу

Нами було отримано математичні залежності, за якими можна обчислювати координати і траєкторію руху насінини ріпаку, яка порівнювалась до кулі правильної форми:

$$\chi = \chi_0 + \frac{V_0^2}{g_1} \int_{\theta}^{\theta_0} \left(\frac{\sin \theta_0}{\sin \theta} \right)^{\frac{2}{1,4}} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\theta_0}{2}} \right)^{\frac{2}{1,4}} \cdot \frac{\cos \theta d\theta}{\sin \theta};$$

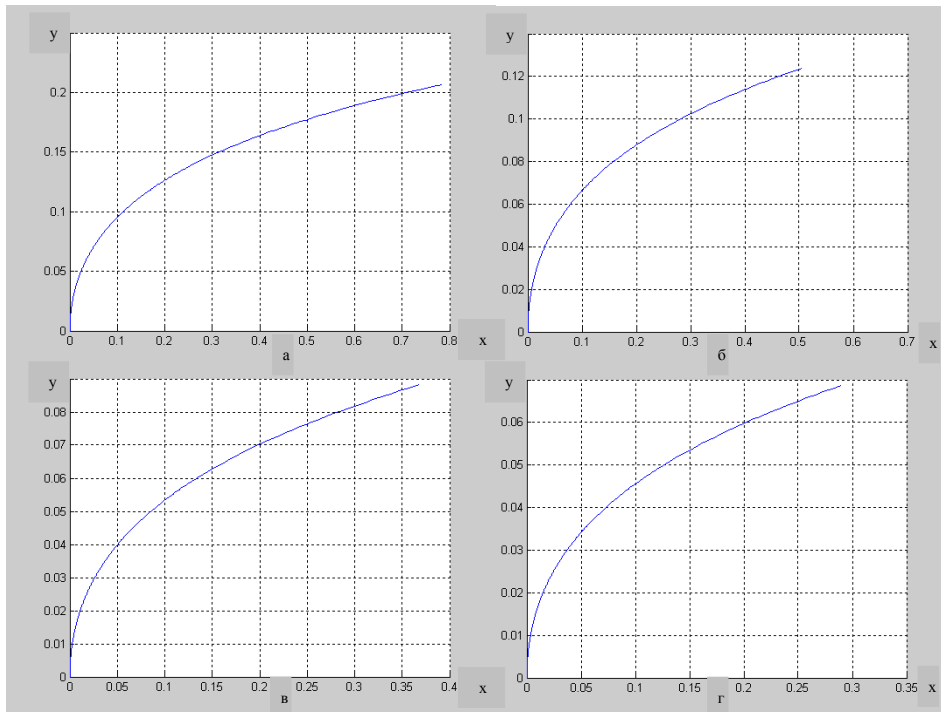
$$y = y_0 + \frac{V_0^2}{g_1} \int_{\theta}^{\theta_0} \left(\frac{\sin \theta_0}{\sin \theta} \right)^{1,4} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\theta_0}{2}} \right)^{1,4} \cdot d\theta; \quad (5)$$

$$z = R,$$

де x_0, y_0 – координати центру маси насінини у початковий момент часу.

Для моделювання процесу руху частинки насіннєвої суміші озимого ріпаку при різних значеннях параметрів було складено програму в середовищі MATLAB, яка дає можливість обчислювати математичні залежності (5) та будувати графіки траєкторій і зміни їх координат в залежності від часу.

Підставивши отримані експериментальні значення кутів рівноваги насіння озимого ріпаку у (5), були визначені координати руху насінин з різними кутами рівноваги та побудовані траєкторії їх переміщення по робочій поверхні електрофрикційного сепаратора. Деякі з них представлено на рис. 4.



а - $\alpha_p = 6$ град.; б - $\alpha_p = 10$ град.; в - $\alpha_p = 14$ град.; г - 18 град.

Рисунок 4 - Траєкторії руху насіння озимого ріпаку по робочій поверхні електрофрикційного сепаратора

Аналізуючи отримані траєкторії, бачимо, що насінини з різним значенням кута рівноваги за однаковий проміжок часу проходять по сепарувальній площині різний шлях. Так, наприклад, насінини, для яких $\alpha_p = 6$ град., по осі x зміщуються майже на 0,8 м, а по осі y – на 0,2 м. Натомість насінини, для яких $\alpha_p = 14$ град., за той самий період часу зміщуються по площині на 0,37 м по осі x і майже 0,09 м по осі y , що більш як у два рази менше, в порівнянні з попереднім випадком.

Висновки: 1. Дослідивши кут рівноваги насіння озимого ріпаку на похилій рухомій в електричному полі фрикційній площині, з'ясувалось, що цей показник для даного насіння змінюється в межах від 7 до 17 градусів, причому для основної маси насіння він становить 10...14 градусів.

2. Розрахунки траєкторій руху насіння з дослідженими значеннями кутів рівноваги показали, що за однаковий проміжок часу насіння з $\alpha_p = 6^\circ$ пройде по сепарувальній площині вдвічі більший шлях, ніж насіння, в яких $\alpha_p = 14^\circ$. На підставі цього можна стверджувати, що, підібравши відповідні параметри та режим роботи електрофрикційного сепаратора, можна добитись різних траєкторій руху досліджуваних насіння, а разом з цим їх ефективного розділення.

3. Розрахунок та побудова траєкторій руху насіння озимого ріпаку по робочій поверхні фрикційного сепаратора за допомогою складеної програми в середовищі MATLAB дає можливість отримати вихідні дані для обґрунтування конструктивних параметрів робочого органу електрофрикційного сепаратора.

Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин – УАСХН: Киев, 1960.– 284 с.
2. Гладков Н.Г. Зерноочистительные машины. Конструкция и расчёт, проектирование и эксплуатация. – М.: Машгиз, 1961. – 367 с.
3. Ковалишин С.Й. Обґрунтування технологічних параметрів обробки насіння багаторічних трав на віброфрикційному сепараторі: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Оброшино, 1999. - 236 с.
4. Ковалишин С.Й., Мединський В.В. Дослідження кута рівноваги частинок насінневої суміші під час їх електровібросепарування.// Вісник ЛДАУ “Агроінженерні дослідження №9”, 2005.– С. 222-226.
5. Ніщенко І. О., Ковалишин С. Й., Швець О. П. Дослідження процесу сепарування насіння озимого ріпаку на рухомій в електричному полі похилій площині.// Вісник ЛНАУ “Агроінженерні дослідження №12”.– Т. 2, 2008.– С. 225-230.
6. Ніщенко І. О., Швець О. П. Дослідження траєкторій руху частинок насінневої суміші кулястої форми по рухомій в електричному полі фрикційній площині.// Вісник ДДАУ. Спеціальний випуск №2-09. Дніпропетровськ, 2009. – С. 256-259.
7. Паранюк В.А. Разделение семенных смесей в электрическом поле на движущейся с постоянной скоростью наклонной плоскости: Дис... канд. техн. наук: 05.20.02. – Челябинск, 1983. – 280 с.

О. Швець

Исследование и влияние угла равновесия семян озимого рапса на траекторию его движения по рабочей поверхности электрофрикционного сепаратора

В работе проведено исследование угла равновесия семян рапса на наклонной подвижной в электрическом поле фрикционной плоскости, осуществлен расчет координат и построены траектории движения семян с определёнными углами равновесия, обосновано возможность разделения семенной смеси на электрофрикционном сепараторе, а также созданы условия для обоснования параметров и режимов работы сепаратора.

О. Shvetz

Research and influence of corner equilibrium seed of winter-annual rape on the trajectory of his motion on the working surface electro-friction separator

Research of corner of equilibrium of seed to rape on sloping to the mobile in the electric field friction plane, the calculation of coordinates is carried out and the trajectories of motion of seed are built with the investigational corners of equilibrium, grounded possibility of division of seminal mixture on an electro-friction separator and pre-conditions are created for the ground of parameters and modes of operations of separator.

Одержано 25.09.09

УДК 631.316.4:631.172

М.Г.Цибуля, наук. співр., М.П.Білоткач, канд.техн.наук

Національний науковий центр „Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” (ННЦ“ІМЕСГ”)

Вплив рівномірності розподілу насіння кукурудзи по площі на її урожайність

Характерною ознакою цих досліджень являється застосування для оцінки рівномірності розподілу насіння по площі єдиного показника – коефіцієнта рівномірності розподілу, який дозволяє порівнювати різноманітні схеми посіву. Його значення розраховували за допомогою комп'ютерної програми. Об'єктами досліджень були посіви кукурудзи з міжряддями 35, 45, 55, 70 і 90 см та відстанями між рослинами в рядку 10, 15, 20 і 25 см. Проведено дисперсійний та регресійний аналіз експериментальних даних.

рівномірності розподілу, коефіцієнт рівномірності розподілу, схема посіву, урожайність

Проблема. Ступінь рівномірності або просто рівномірність просторового розподілу культурних рослин на полі впливає на величину та форму зони живлення окремих рослин і є важливим чинником їх вегетації, взаємодії з бур'янами та урожайності. На рівномірність розподілу впливає схема посіву та норма висіву. Багато публікацій присвячено вивченню впливу зони живлення на урожайність, але ці дослідження мали локальний характер, і порівняльний аналіз схем посіву не може бути виконаний, тому що для оцінки рівномірності не застосовувався єдиний показник, який би враховував як схему посіву, так і норму висіву. Тому виникає потреба в проведенні досліджень, результати яких дозволили б зробити оцінку впливу схем посіву і норм висіву на урожайність шляхом використання єдиного показника, що забезпечило б надалі можливість порівняльного аналізу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Роль просторового розподілу рослин залишається недостатньо вивченою. Інженери сільського господарства вивчали роботу посівних машин і результуючу схему розташування рослин, але більшість таких досліджень мали справу з рівномірністю розподілу насіння в рядку, а, отже, такі аналізи були одновимірними [1, 2, 3]. В цьому випадку використовувалось просте припущення, що більш рівномірний розподіл насіння в рядку обумовить і більш рівномірний двовимірний розподіл. Двовимірний просторовий аналіз проводився рідше [4, 5, 6]. Для такого аналізу використовувались різні показники, але при порівняльних оцінках вони вимагають застосування додаткових характеристик, що унеможливує однозначність такого порівняння. Тому для проведення дослідження було вибрано показник, коефіцієнт рівномірності, який запропонував і використовував В.А.Насонов [7]. Однак застосування цього коефіцієнта стримувалось відсутністю зручного апарата для його розрахунку. Це стало можливим після розробки спеціального програмного забезпечення [8]. Максимальне значення цього коефіцієнта рівне 0,967 у випадку застосування шахової чи гексагональної схеми. Цей показник дозволяє оцінювати різні схеми посіву, акумулюючи їх параметри, і не потребує застосування додаткових характеристик. З метою проведення досліджень в напрямі вивчення залежності урожайності сільськогосподарських культур від рівномірності розподілу насіння по площі була вибрана кукурудза. Вирощування кукурудзи передбачає застосування

рядкових сівалок, які забезпечують точне розташування насіння в рядку. Оскільки насінини суміжних рядків можуть зміщуватись одне відносно одного, то в ідеальному випадку вони будуть розташовані на вершинах квадрата чи ромба (якщо ширина міжрядь рівна відстані між насінинами в рядку), а в інших випадках – на вершинах прямокутника чи паралелограма.

Мета досліджень. Дослідити вплив рівномірності розподілу насіння кукурудзи по площі на урожайність кукурудзи на зерно.

Результати досліджень. Для реалізації потрібних схем посіву кукурудзи у виробничих умовах підготовлено експериментальний зразок сівалки УПС-8. Цей зразок забезпечує регулювання ширини міжрядь у діапазоні 35-90 см. Експеримент проводився на дослідних ділянках (сумарна площа 1,5 га), на яких було посіяно кукурудзу за схемами, які наведені в табл. 1. Глибина заробки насіння складала 8 см. Для кожної схеми посіву обчислено коефіцієнт рівномірності та норму висіву. Результати обчислень наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Схеми посіву кукурудзи, коефіцієнт рівномірності та норма висіву

Відстань між рослинами в рядку, см	Ширина міжрядь, см				
	35	45	55	70	90
	Коефіцієнт рівномірності та норма висіву (тис. шт./га)*				
10	$\frac{0,6251}{285,7}$	$\frac{0,5551}{222,2}$	$\frac{0,5258}{181,8}$	$\frac{0,4726}{142,9}$	$\frac{0,4340}{111,1}$
15	$\frac{0,7145}{190,5}$	$\frac{0,6585}{148,1}$	$\frac{0,6142}{121,2}$	$\frac{0,5588}{95,2}$	$\frac{0,5046}{74,1}$
20	$\frac{0,8017}{142,9}$	$\frac{0,7293}{111,1}$	$\frac{0,6807}{90,9}$	$\frac{0,6234}{71,4}$	$\frac{0,5618}{55,6}$
25	$\frac{0,8704}{114,3}$	$\frac{0,7948}{88,9}$	$\frac{0,7391}{72,7}$	$\frac{0,6775}{57,1}$	$\frac{0,6139}{44,4}$

* Чисельник – коефіцієнт рівномірності
Знаменник – норма висіву

Посів та взяття проб на урожайність виконували у відповідності зі стандартом [9]. Проби на урожайність брали з площі в 1 м² по довжині рядка у трикратній повторності. Для усіх наведених комбінацій (табл.1) значень ширини міжряддя і відстані між насінинами в рядку (або схем посіву) було обчислено значення коефіцієнта рівномірності. Для цього було використано комп'ютерну програму [8]. З технічних причин квадратну та гексагональну схеми посіву реалізувати не вдалося. Для кожної схеми посіву було визначено урожайність у трикратній повторності. Отримані експериментальні дані обробляли за допомогою методів математичної статистики [10,11].

Однофакторний дисперсійний аналіз було застосовано з метою перевірки нульової гіпотези, згідно якої середні значення урожайності для кожної схеми посіву не розходяться. Результати обчислень наведені в табл. 2. Проводячи перевірку нульової гіпотези за допомогою *F*-розподілу, отримуємо $F=2,206$. З 19 ступенями свободи для більшої дисперсії і 40 ступенями свободи для меншої дисперсії по таблиці знаходимо значення 1,85 (5%-ий рівень значущості). Отримане з досліджень значення *F* перевищує його табличне критичне значення, а, отже, нульова гіпотеза повинна бути відкинута. Таким чином, результати обробки наявного матеріалу показують, що рівномірність розподілу насіння по площі має суттєвий вплив на урожайність.

Таблиця 2 – Дисперсійний аналіз систематичних помилок

Компонента дисперсії	Сума квадратів	Число ступенів свободи	Середній квадрат
Між схемами посіву	59,18	19	3,11
Всередині схем посіву	56,46	40	1,41
Повна	115,64	59	1,96

Норма висіву певною мірою впливає на коефіцієнт рівномірності та навпаки, оскільки на норму висіву впливає схема посіву та загущеність рослин в рядку. Із збільшенням норми висіву за однакової схеми посіву коефіцієнт рівномірності зменшується, і навпаки. Це пояснюється тим, що за однакового міжряддя норму висіву можна збільшити тільки шляхом загущення насіння в рядках, що спричинює зменшення значення коефіцієнта рівномірності. Якщо ж при збільшенні норми висіву насіння в рядку не загущувати, то потрібно звужувати рядки, тобто міняти схему посіву. Це веде до зростання коефіцієнта рівномірності, але він буде оцінювати вже іншу схему посіву. За гексагональної чи квадратної схеми посіву коефіцієнт рівномірності не залежить від норми висіву. У цьому випадку урожайність культури на одиниці площі (га) залежить від кількості рослин та їх індивідуальної продуктивності. Але за однакової норми висіву гексагональна чи квадратна схеми посіву мають найбільші коефіцієнти рівномірності. Рослини за таких схем мають однакові зони живлення, що може обумовити підвищення урожайності.

При проведенні даних експериментальних досліджень значення норми висіву коливалось в діапазоні 44,4 – 285,7 тис. шт. на 1 га (відповідно розмір зони живлення рослин знаходився в діапазоні 350 – 2250 см²). Побудований графік залежності загальної урожайності від норми висіву показує, що отримане рівняння є статистично не значущим (рис.1). Коефіцієнт детермінації рівний 0,024. Такий результат можна пояснити прихованим впливом на урожайність рівномірності розподілу насіння по площі (форми зони живлення чи схем посіву), а також тим, що зі зменшенням розміру зони живлення продуктивність окремих рослин зменшується, але завдяки збільшенню загальної кількості рослин відбувається компенсація цього зменшення і навпаки. З цієї причини загальна урожайність залишається статистично постійною (для отримання максимального значення коефіцієнта детермінації застосовано рівняння поліному шостого степеня). Отже, такий графік не забезпечує вибору раціональної норми висіву. На рис. 1 стрілками показано точки двох дослідів за однакової норми висіву (142,9 тис. шт. на 1 га). Точки над кривою лінією відповідають схемі посіву з коефіцієнтом рівномірності 0,8017 (ширина міжрядь 35 см, відстань між насіннями у рядку 20 см, середня урожайність 108 ц/га), а точки під кривою лінією – схемі посіву з коефіцієнтом рівномірності 0,4726 (ширина міжрядь – 70 см, відстань між насіннями у рядку – 10 см, середня урожайність 78 ц/га). Таким чином, виникає потреба у вивченні залежності урожайності від рівномірності розподілу насіння по площі.

Для отримання математичної залежності урожайності від коефіцієнта рівномірності проведено однофакторний регресійний аналіз наявних експериментальних даних. Ці дані оброблено за допомогою комп'ютерної програми DataFit 8.0.32. В результаті отримано рівняння регресії:

$$Y = 39,16 + 83,47 M,$$

де Y – урожайність кукурудзи на зерно, ц/га;

M – коефіцієнт рівномірності розподілу насіння по площі.

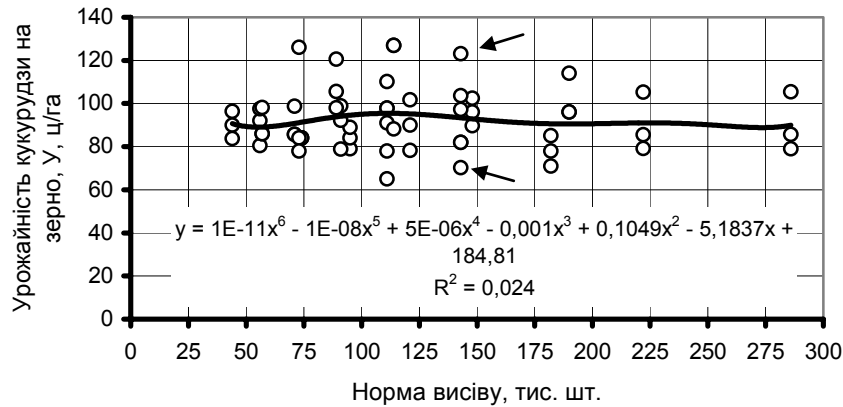


Рисунок 1 – Рівняння залежності урожайності кукурудзи на зерно від норми висіву (тис. шт. на 1 га)

Побудова нормального графіку для залишків показала, що через всю множину експериментальних точок, нанесених на цей графік, можна провести пряму лінію. Отже, дана вибірка дійсно належить нормальному розподілу. Розклавши залишкову суму квадратів на суму квадратів чистих помилок та суму квадратів неадекватності і застосувавши F-критерій для неадекватності, приходимо до висновку, що цей критерій незначимий. Проведений аналіз отриманих статистичних даних підтверджує значущість коефіцієнтів регресії (по t-критерію) та рівняння регресії (по F-критерію), яке описує залежність урожайності кукурудзи на зерно від рівномірності розподілу насіння по площі, що в даному випадку оцінюється єдиним показником. Так, отримане значення $F=47,98$. Якщо ми подивимося відсоткові точки $F(1;58)$ -розподілу, то побачимо, що 95%-а точка $F(1; 58; 0,95)=4,01$, а 99%-а точка $F(1; 58; 0,99)=7,1$. Оскільки розрахункове значення F перевищує критичні значення з таблиці, то ми відкидаємо нульову гіпотезу. Отже, немає підстав вважати дану модель такою, яка неадекватна наявним даним.

В регресійних дослідженнях припускають, що помилки спостережень попарно некорельовані. Помилки, як правило, можуть проявити серіальну кореляцію, тобто таку кореляцію, де залежність між помилками, які віддалені одна від одної на s кроків, не змінюється. Для виявлення серіальної кореляції широко застосовують критерій Durbin-Watson. Застосовуючи регресійний аналіз, припускають що помилки ε_i – незалежні випадкові величини з розподілом $N(0, \sigma^2)$, тобто, що всі серіальні кореляції $\rho_s=0$. За допомогою критерія Durbin-Watson можна перевірити нуль-гіпотезу H_0 про те, що всі $\rho_s=0$ проти альтернативи $H_1: \rho_s=\rho^s$ ($\rho \neq 0$ і $|\rho| < 1$). Для перевірки H_0 проти альтернативи H_1 знаходимо набір залишків. Після цього обчислюємо критерій ($d=2,31$). Маємо кількість предикторів $k=1$ та кількість спостережень – 60. Перевіримо двостороннім критерієм з рівними хвостами гіпотезу $H_0: \rho=0$ проти двосторонніх альтернатив $\rho \neq 0$. Для цього порівнюємо значення $d=2,31$ і $4-d=1,69$ з табличними значеннями d_L і d_U . [10]. Для $\alpha=0,01$ при $k=1$ і $n=20$ знаходимо: $d=2,31 > d_U=1,45$ і $4-d=1,69 > d_U=1,45$. Отже, d незначуще і гіпотеза H_0 на рівні $2\alpha=0,02$ не відкидається, а серійної кореляції в отриманих експериментальних даних немає і підібрана модель не потребує перегляду.

Коефіцієнт детермінації рівний 0,458. Таким чином, отримане рівняння регресії пояснює загальний розкид на 45,8%. На рис.1 показано отримані експериментальні точки, пряма лінія рівняння регресії та 95%-і довірчі криві для „істинного” середнього значення урожайності.

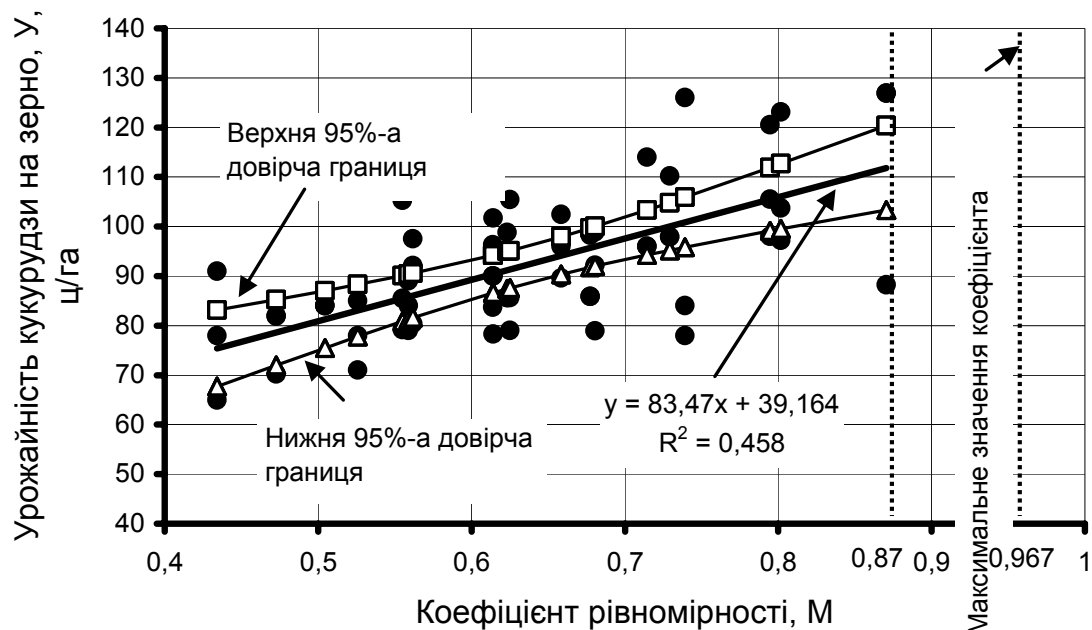


Рисунок 2 – Рівняння залежності урожайності кукурудзи від рівномірності розподілу насіння по площі з довірчими границями (95%)

Максимальне середнє значення загальної урожайності (114 ц/га) за експериментальними даними отримано для максимального коефіцієнта рівномірності 0,8704 (норма висіву – 114,3 тис.шт. насінин на 1 га або площа живлення окремої рослини – 875 см²). Цей коефіцієнт рівномірності отримано при сівбі з міжряддям 35 см та відстанню між насінинами в рядку 25 см. Довірчі криві на рис.1 показують, що у випадку повторення експериментів за цих умов нове середнє значення урожайності з ймовірністю 95% буде знаходитись в межах 103 – 120 ц/га.

З метою виключення впливу норми висіву на урожайність також проведено вибірку даних з отриманих експериментальних значень за умови приблизно однакової норми висіву. У вибірку ввійшли чотири варіанти сівби (норма висіву 111,1; 121,2; 111,1 та 114,3 тис. шт. на 1 га, а площа живлення складає відповідно 900, 825, 900 та 875 см² на одну рослину). Результати обчислень для даної вибірки наведені на рис.3.

Отримане значуще рівняння регресії (дані оброблено за допомогою комп'ютерної програми DataFit 8.0.32) пояснює загальний розкид приблизно на 55,4%. Більший коефіцієнт детермінації отримано в результаті того, що остання вибірка є невеликою часткою загальної вибірки, а тому можливі локальні відхилення. Отже дані досліджень показують, що пошук раціональної норми висіву доцільно здійснювати з урахуванням коефіцієнта рівномірності. Так, ще один приклад з отриманих даних показує, що за однакової норми висіву (111,1 шт./га, площа живлення складає 900 см²) маємо середню урожайність 77,8 ц/га (ширина міжрядь 90 см, відстань між насінинами у рядку 10 см, коефіцієнт рівномірності 0,434) і 102 ц/га (ширина міжрядь 45 см, відстань між насінинами у рядку 20 см, коефіцієнт рівномірності 0,7293).

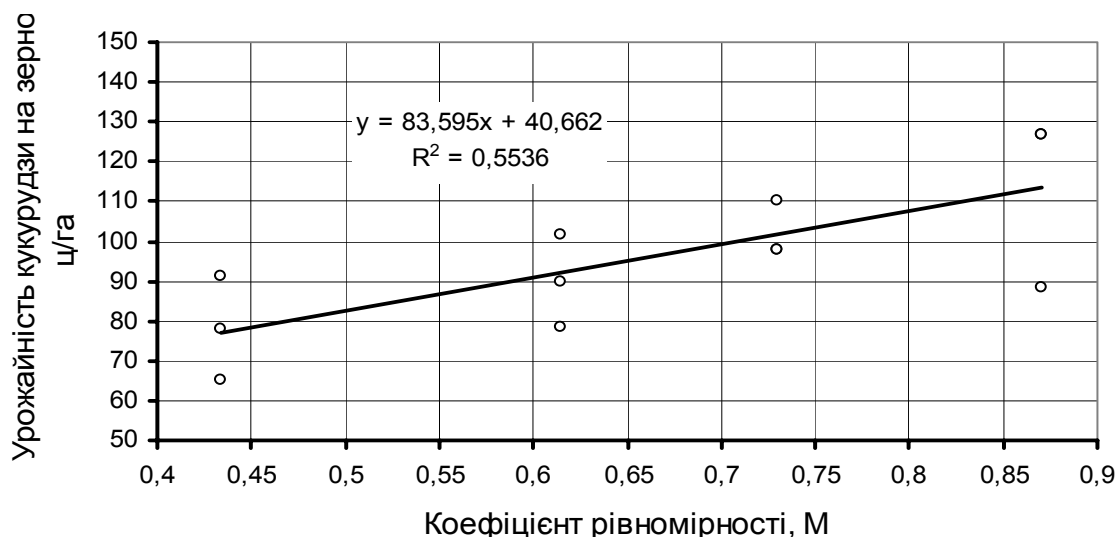


Рисунок 3 – Залежність урожайності кукурудзи від рівномірності розподілу насіння по площі за умови невеликих коливань норми висіву (відповідно 111,1, 121,2, 111,1 та 114,3 тис. шт. на 1 га)

Висновки. 1. Обробка отриманих статистичних експериментальних даних показала, що вплив рівномірності розподілу насіння кукурудзи по площі (оцінюється коефіцієнтом рівномірності) на її урожайність можна описати лінійним рівнянням регресії (загальний розкид пояснюється на 45,8%). Максимальна середня урожайність кукурудзи на зерно (114 ц/га) отримана за найбільшого значення коефіцієнта рівномірності 0,8704 (ширина міжрядь 35 см, відстань між насіннями у рядку 25 см, норма висіву 114285 тис.шт. насінин на 1 га).

2. Пошук раціональної норми висіву доцільно проводити з урахуванням коефіцієнта рівномірності розподілу насіння по площі, який враховує як ширину міжрядь, так і відстань між насіннями в рядку, що робить також можливим проведення протягом пошуку порівняльних аналізів.

3. Обчислене за отриманими експериментальними даними лінійне рівняння регресії з довірчими кривими в певній мірі дає можливість оцінювати доцільність вибору коефіцієнта рівномірності (а, отже, і схеми посіву та норми висіву кукурудзи на зерно) та застосування чи розробки відповідної посівної машини.

4. Характер лінії регресії показує, що подальше зростання значення коефіцієнта рівномірності (у випадку застосування квадратної та гексагональної схем посіву) може обумовити збільшення урожайності, але ступінь та характер цього зростання залишається не вивченим через відсутність порівняльних експериментальних даних по урожайності у виробничих умовах для таких схем посіву (немає відповідних засобів механізації).

Список літератури

1. Panning J. W. Laboratory and field testing of seed spacing uniformity for sugar beet planters/ Panning J. W., Kocher M. F., Smith J. A., Kachman S. D.// Applied Engineering in Agriculture.- 2000.-VOL.16(1):- P. 7-13.
2. Bullock D. G. A growth analysis comparison of corn grown in conventional and equidistant plant spacing/ Bullock D. G., Nielsen R. L., Nyquist W. E.// Crop Science.-1988.- 28.-P. 254-258.
3. Wilkins D. E. Influence of plant spacing on pea yield/ Wilkins D. E., Kraft J. M., Klepper B. L. // Transactions of the ASAE.-1991.- Vol.34(5).-P. 1957-1961.
4. Heege H. J. Sowing methods performance for cereals, rape, and beans// Transactions of the ASAE.- 1993.- 36(3).-P. 653-661.

5. Speelman L. The seed distribution in band sowing of cereals// Journal of Agricultural Engineering Research.-1975.-P. 20: 25-37
6. Hühn M. Estimating yield depression caused by nonuniformity of spatial plant patterns// Crop Science.- 1999.- 43.-P. 421-425.
7. Хоменко М.С. Механизация посева зерновых культур и трав/ Хоменко М.С., Зырянов В.А., Насонов В.А.-К.: Урожай, 1989.-168 с.
8. Tsybulya M. G. Estimation of seed distribution uniformity over an area//Die Bodenkultur. Austrian Journal of Agricultural Research.-2002. -53.Band/Heft 1/Juli.- P. 3-7.
9. Випробування сільськогосподарських машин. Посівні машини. Програми і методи випробувань: РД 10.5.1-91.
10. Дрейпер Н. Прикладной регрессионный анализ/ Дрейпер Н., Смит Г. -Кн. 1.- М.: Финансы и статистика, 1986.-366 с.
11. Смирнов Н.В. Краткий курс математической статистики для технических приложений/ Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. -М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1959.-436 с.

М. Цыбуля, М. Белоткач

Влияние равномерности распределения семян кукурузы по площади на ее урожайность

Характерной чертой этих исследований является применение для оценки равномерности распределения семян по площади единого показателя – коэффициента равномерности, который позволяет сравнивать любые схемы посева. Его значения рассчитывали при помощи компьютерной программы. Объектами исследования были посевы кукурузы с междурядьями 35, 45, 55, 70 и 90 см и расстояниями между семенами в рядке 10, 15, 20 и 25 см. Проведены дисперсионный и регрессионный анализы экспериментальных данных.

М. Tsybulya, M. Bilotkach

Influence of maize seed distribution uniformity over an area on its yield

The distribution uniformity was estimated with the coefficient of distribution uniformity, which allows comparing any sowing schemes. Its values were calculated with the help of a computer program. Subjects of inquiry were corn sown areas with the row spacing of 35, 45, 55, 70, 90 cm and distances between seeds within the row of 10, 15, 20, and 25 cm. Variance and regression analyses of the obtained experimental data was carried out.

Одержано 10.11.09

УДК 621.311.1;621.315.62

**А.Ю. Орлович, проф., канд. техн. наук, П.Г. Плешков, доц., канд. техн. наук,
С.В. Серебренніков, доц., канд. техн. наук, О.І. Сіріков, асистент**

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення критичного струму витоку для контролю секторних забруднень високовольтних ізоляторів

Визначено залежність величини сектору забруднення від складових комплексного поверхневого струму витоку. Отримано рівняння перетворення для критично допустимого поверхневого струму витоку з урахуванням значень величини сектору забруднення, прикладеної напруги та факторів оточуючого середовища – вологості повітря і різниці між температурами ізолятора та повітря. Розроблений пристрій вимірювання комплексного поверхневого струму витоку та параметрів оточуючого середовища.
електричний контроль, сектор забруднення, комплексний поверхневий струм витоку

Під час експлуатації електроустановок систем електропостачання неминуче відбувається забруднення і зволоження поверхні ізоляції, що призводить до погіршення її ізоляційних властивостей та перекриття [1]. При горизонтальному розташуванні ізолятора превалює забруднення верхньої частини його поверхні. З часом сектор забруднення зростає аж до повного забруднення всієї поверхні ізолятора. Тому поточне значення сектору забруднення, по якому протікає струм витоку, є наперед невідомим, що суттєво ускладнює інтерпретацію результатів контролю.

Метою статті є аналітичне визначення критично допустимого поверхневого струму витоку, при досягненні якого належить провадити очистку ізолятора, з урахуванням значень величини сектору забруднення, прикладеної напруги та факторів оточуючого середовища.

Внаслідок забруднення і зволоження поверхня ізолятора стає електропровідною, створюючи електричну ємність до струмопровідної шини C_1 та заземлених частин C_2 , тому поверхневий струм витоку через забруднюючий шар змінюється в функції повздовжньої координати x внаслідок наявності струмів зміщення через повітря та тіло ізолятора. Для кількісного дослідження параметрів поверхневого струму витоку необхідно врахувати залежність активного опору r_0 , яким моделюється ступінь забруднення, ємності C_1 та C_2 якими моделюється площа сектору забруднення від координати x . Враховуючи складність аналітичного визначення залежності $C_1=f(x)$ і $C_2=f(x)$ за рахунок змінної кривизни поверхні ізолятора та впливу вбудованих фланців, вказані функції знайдено експериментально.

Залежність погонної ємності від координати x та значення провідного сектору може бути описана параболою, помноженою на відносну величину провідного сектора S :

$$C_1 = (a_1 + b_1x + c_1x^2) \cdot S; \quad C_2 = (a_2 + b_2x + c_2x^2) \cdot S, \quad (1)$$

де $a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, c_2$ – емпіричні коефіцієнти поліному, отримані для повної поверхні ізолятора.

Розраховані за експериментальними даними значення коефіцієнтів рівнянь (1) наведені в табл. 1. Адекватність їх оцінена коефіцієнтом детермінації R^2 .

Таблиця 1 – Коефіцієнти емпіричного рівняння $C_1=f(x,S)$ і $C_2=f(x,S)$.

Тип ізолятора	Напрямок вимірювання	a , пФ/мм	b , пФ/мм ²	c , пФ/мм ³	R^2
ИОР-10-750-III	До шини	2,49453	-0,034196	0,000139	0,9579
	До плоскості	0,479353	-0,014031	0,000342	0,9738

Для вирішення оберненої задачі – визначення величини сектору забруднення S за складовими комплексного поверхневого струму витoku в кінці ізолятора виконаний множинний нелінійний регресійний аналіз результатів математичного моделювання з урахуванням нерівномірності розподілення погонних параметрів [2]. Отримане рівняння регресії для дослідного ізолятора ИОР-10-750-III має вигляд:

$$S = -3,4372 \cdot 10^{-3} \cdot I_a + 0,27073 \cdot I_p + 6,4502 \cdot 10^{-6} \cdot I_a^2 - 1,3651 \cdot 10^{-2} \cdot I_p^2, \quad (2)$$

де I_a і I_p – відповідно активна і реактивна складова поверхневого струму витoku в кінці ізолятора.

Адекватність отриманого рівняння оцінена коефіцієнтом R^2 , який склав 0,9731.

Оцінити залежність складових поверхневого струму витoku від величини сектора S і ступеня забруднення (активної складової r_0) можна, розглянувши годограф, зображений на рис. 1.

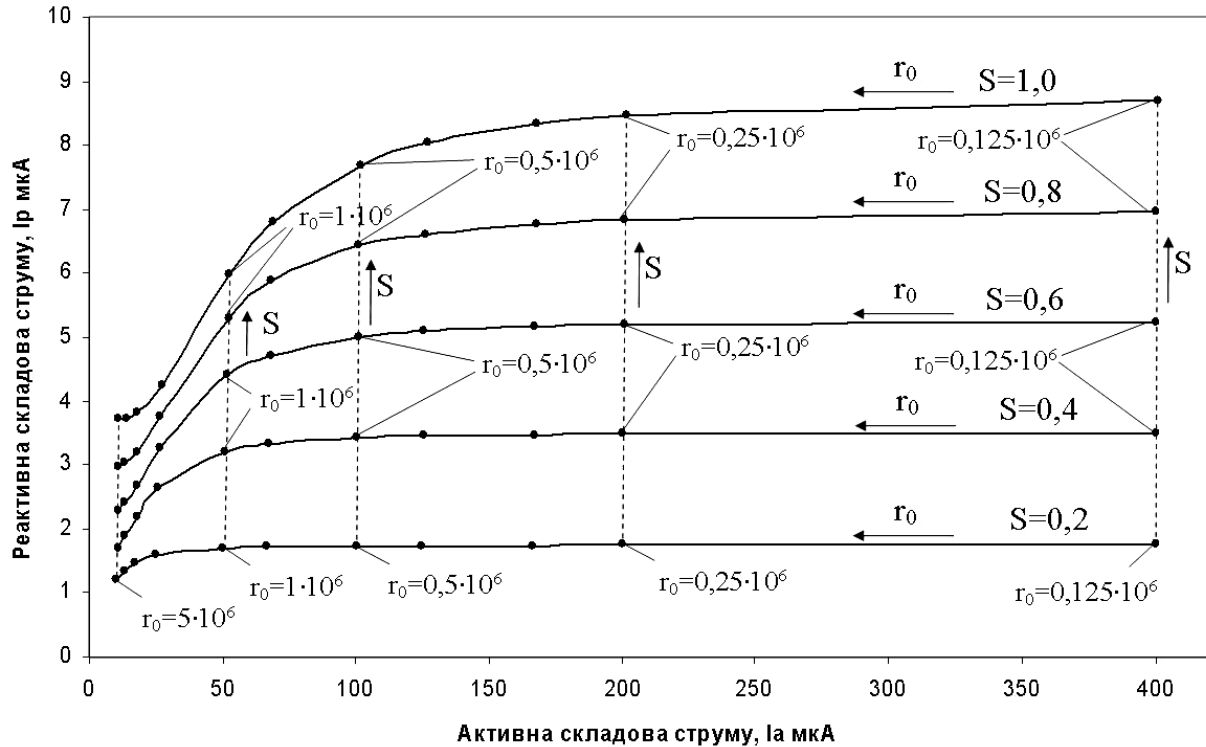


Рисунок 1 – Годограф комплексу струму витoku при зміні погонного опору r_0 та сектору забруднення S (погонний опір r_0 вказаний в МОм/мм, сектор S – у в.о.)

Отримане емпіричне рівняння дозволяє за параметрами комплексного поверхневого струму витoku визначити величину сектора забруднення, що, в свою чергу, дозволить коригувати значення критичного (гранично допустимого) струму витoku в залежності від того, по якому сектору на поверхні ізолятора протікає струм.

При визначенні критичного поверхневого струму витoku необхідно врахувати залежність струму витoku від факторів оточуючого середовища.

У [3] розроблено математичну модель залежності I_e від факторів оточуючого середовища і характеристик рівномірного шару забруднення. Розглянемо спрощену, без дослідження перехідних процесів, модель, в якій будуть враховані: відносна вологість, кількість інертної та іоноутворюючої речовини, різниця температур між ізолятором і повітрям. Для цього надамо фактору „час дії” значення 20 хв. (тривалість закінчення перехідних процесів) і отримаємо з [3] рівняння регресії для усталеного струму витoku:

$$I_e = 0,167364 + 0,175433 \cdot X_1 + 0,043874 \cdot X_1^2 + 0,047387 \cdot X_2 + 0,103563 \cdot X_3 + 0,1781560 \cdot X_4 + 0,035046 \cdot X_4^2 + 0,05375 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,12 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,0325 \cdot X_2 \cdot X_3, \quad (3)$$

де X_1 – різниця температур у в.о.;

X_2 – тривалість у в.о.;

X_3 – поверхнева густина забруднення еквівалентною кількістю NaCl у в.о.;

X_4 – відносна вологість у в.о.

Перевірка адекватності моделі визначалася за критерієм R^2 , який для рівняння (3) дорівнює 0,946. Після переходу до іменованих одиниць та спрощень, (3) набуде вигляду:

$$I_e = 1,5145 + 0,43925 \cdot \Delta t + 0,0082938 \cdot \Delta t^2 + 14,7041 \cdot \mu - 0,04723 \cdot W + 0,00033034 \cdot W^2 - 3,07494 \cdot \Delta t \cdot \mu - 0,0050654 \cdot \Delta t \cdot W, \quad (4)$$

де $\Delta t = t_{iz} - t_{пов}$ – різниця між температурою ізолятора t_{iz} та оточуючим його повітрям $t_{пов}$, °C;

μ – поверхнева щільність еквівалентною кількістю NaCl, мг/см²;

W – відносна вологість, %.

Математична модель (4) є працездатною в межах: $\Delta t = +1 \div -2$ °C; $\mu = 0,4 \cdot 10^{-2} \div 2 \cdot 10^{-2}$ мг/см²; $W = 80 \div 100$ %. Визначимо критичне значення поверхневої щільності $\mu_{кр}$, підставивши у (4) найбільш несприятливі фактори оточуючого середовища $\Delta t = -2$ °, $W = 100$ % та гранично допустимий поверхневий струм витoku $I_{кр} = 0,36$ мА [3]. Отримане максимально допустиме значення $\mu_{кр} = 0,466 \cdot 10^{-2}$ мг/см². При цьому з (4) знайдемо критичний поверхневий струм витoku при номінальній напрузі та відомих факторах оточуючого середовища:

$$I_{кр} = 1,58314 + 0,4249 \Delta t + 0,0082938 \Delta t^2 - 0,04723 W + 0,00033034 W^2 - 0,0050654 \Delta t W. \quad (5)$$

Рівняння (5) є коректним тільки при рівномірному забрудненні всієї поверхні ізолятора (при $S=1$).

У випадку секторного забруднення (при $S < 1$) поверхневий струм витoku протікатиме лише по частині поверхні, яка відповідає сектору забруднення S . Крім того, для відстроювання від впливу на сигнал відхилень напруги від номінальної, рівняння (5) представимо у вигляді:

$$I_{кр} = S \frac{U}{U_H} (1,58314 + 0,4249 \cdot \Delta t + 0,0082938 \cdot \Delta t^2 - 0,04723 \cdot W + 0,00033034 \cdot W^2 - 0,0050654 \cdot \Delta t \cdot W), \quad (6)$$

де S – визначається з (2) у в.о.,

U – фактичне значення фазної напруги мережі;

U_H – номінальне значення фазної напруги мережі.

Отже, отримане рівняння (6) дозволяє не тільки визначати, а й коригувати критичний струм витoku $I_{кр}$ відповідно до значень величини сектору забруднення, прикладеної напруги та факторів оточуючого середовища.

Для діагностування небезпечного рівня забруднення необхідно порівняти отриманий граничний $I_{кр}$ з тим $I_{вп}$, який протікає у даний час. Можливі два випадки:

– $I_{кр} \leq I_{вп}$ рівень забруднення є критичним і найближчим часом необхідно провести очищення ізоляції;

– $I_{кр} > I_{вп}$ запасу ізоляційної міцності достатньо і ізолятори можуть експлуатуватися й надалі без очищення.

Розроблено макет пристрою (рис.2), який є частиною системи технічної діагностики та вимірює наступні величини: фазу поверхневого струму витоку; амплітудні значення перших гармонік прикладеної до ізолятора напруги та струму витоку; вологість і температуру оточуючого ізолятор повітря; температуру ізолятора.

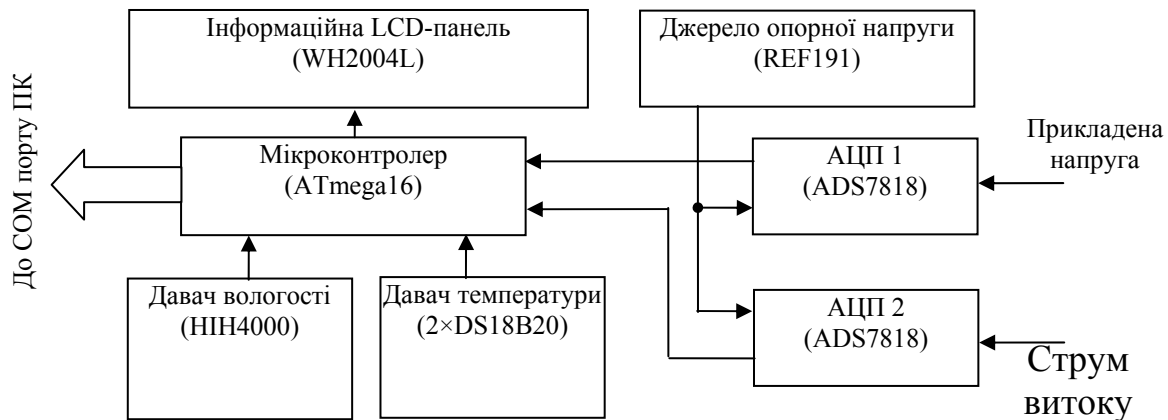


Рисунок 2 – Функціональна схема пристрою

Основний елемент вимірювального пристрою – мікроконтролер (МК) ATmega16. Вимірювання температур здійснюється цифровими давачами DS18B20 з дискретністю 0,1°C при абсолютній похибці вимірювання $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Вимірювання вологості здійснюється аналоговим давачем вологості HH-4000-003 з точністю $\pm 0,5\%$. Для відображення виміряних величин використовується інформаційна LCD-панель. В розробленому макеті приладу враховано вплив нелінійних спотворень прикладеної до ізолятора напруги та струму витоку. Для цього використаний ортогональний метод визначення кута зсуву фаз з цифровою обробкою сигналів. Прилад передбачає можливість підключення через інтерфейс RS-232 до ПК для подальшої обробки виміряних величин.

У разі роботи підстанції без обслуговуючого персоналу, сигнал щодо необхідності очищення ізоляторів поступає у телемеханічний канал зв'язку [4], який оповістить центральний диспетчерський пункт про небезпечний рівень забруднення на даній підстанції.

Висновки.

1. Одержано вираз для визначення величини сектору забруднення за активною і реактивною складовими поверхневого струму витоку, що дозволило удосконалити електричний метод контролю шляхом перерахунку значення критичного струму витоку пропорційно величині сектору забруднення.

2. Одержано рівняння перетворення для критичного поверхневого струму витоку в залежності від різниці температур між ізолятором і повітрям, відносної вологості повітря, робочої напруги та величини сектору забруднення, що дозволяє отримати гранично допустимий поверхневий струм витоку з урахуванням їх впливу та своєчасно визначати момент очищення ізоляції.

3. Розроблений макет пристрою вимірює амплітудні значення перших гармонік поверхневого струму витoku і прикладеної до ізолятора напруги, кут зсуву фаз між ними та параметри оточуючого середовища: температуру повітря і ізолятора, вологість повітря.

Список літератури

1. Орлович А.Ю. Автоматизована система контролю за станом ізоляції в повітряних мережах напругою 10-35 кВ / А.Ю. Орлович, А.І. Котиш, С.В. Серебренніков // Технічна діагностика та неруйнівний контроль. - 2000. - №4. - С.62-65.
2. Серебренніков С.В. Моделювання комплексного поверхневого струму витoku високовольтних ізоляторів з урахуванням нерівномірності забруднення поверхні / С.В. Серебренніков, О.І. Сіріков // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”. 2008. – №40. – С. 111–114.
3. Орлович А.Е. Повышение надежности работы сельских комплектных распределительных устройств напряжением 10 кВ: автореф. дис. канд. техн. наук : спец. 05.09.03 „Электрооборудование сельского хозяйства” / А.Е Орлович. – М.: МИИСХП. 1987. – 19 с.
4. Козловский О.А. Автоматизированная система прогнозирования разрушающих атмосферных нагрузок на элементах конструкций воздушных линий электропередач / О.А. Козловский, А.Е. Орлович, С.В. Серебренников // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2002, №2. – С. 46-48.

А. Орлович, П. Плешков, С. Серебренников, А. Сириков

Определение критического тока утечки для контроля секторных загрязнений высоковольтных изоляторов

Определена зависимость величины сектора загрязнения от составляющих комплексного поверхностного тока утечки. Получены уравнения преобразования для критически допустимого поверхностного тока утечки с учетом значения величины сектора загрязнения, приложенного напряжения и факторов окружающей среды - влажности воздуха и разницы между температурами изолятора и воздуха. Разработанное устройство измерения комплексного поверхностного тока утечки и параметров окружающей среды.

A. Orlovich, P. Pleshkov, S. Serebrennikov, A. Sirikov

Definitions of a critical current of outflow for the control of sector pollution of high-voltage isolators

Dependence of size of sector of pollution on components of a complex superficial current of outflow is determined. The equations of transformation for critically allowable superficial current of outflow are received in view of value of size of sector of the pollution, the enclosed voltage and factors of an environment - humidity of air and a difference between temperatures of isolator and air. The developed device of measurement of a complex superficial current of outflow and parameters of an environment.

Одержано 04.12.09

УДК 633.521:631.17

В.О.Шейченко, канд.техн. наук, ст. наук. співр.

Національний науковий центр „Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” (ННЦ“ІМЕСГ”)

Підбирання стебел обертаючими пальцями підбирачів

Із застосуванням диференціальних рівнянь в узагальнених координатах (рівняння Лагранжа II роду) проведено теоретичний аналіз впливу обертаючих пальців підбирачів на стебла, що ним підбираються. Визначено умови стійкого підйому групи стебел пальцями підбирачів.

підбирач, стебла льону, полярні осі, швидкість обертання барабану, узагальнюючі сили, диференціальне рівняння руху групи стебел

Постановка проблеми Підбирачі стебел широко застосовуються при збиранні різних культур, конструкції їх різноманітні, робота їх досліджена багатьма авторами [1-7]. Проте ряд питань залишилося не дослідженими, а саме, мало проведено досліджень по визначенню закономірностей взаємодії ланцюгів підбирача і, особливо, взаємодії барабана і пальців барабанного підбирача.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання, що розглядаються, опубліковані в ряді робіт [1-7], проте залишилися нез’ясованими взаємодія пальців барабанного підбирача зі стеблами.

Мета досліджень. Розглянути динаміку роботи підбирача і дослідити взаємодію пальців підбирача зі стеблами із застосуванням рівнянь Лагранжа II роду.

Результати досліджень. Нехай у барабанного підбирача встановлені на ньому пальці круглого перетину і незначної товщини, рухаючись по полю захопили групу М зчеплених стебел на висоті h_0 і здійснюють їх підйом (рис.1). Висота h_0 захвату групи стебел залежить від ступеня викривлення лежачих на ґрунті стебел і невіривності поверхні ґрунту; прямолінійні стебла на вирівняній поверхні можуть бути захоплені пальцями на досить незначній висоті h_0 . Якщо ж стебла криволінійні, а ґрунт нерівний, то висота h_0 буде більшою. При подальшому русі пальців стебла М будуть здійснювати складний рух, який складається із переносного руху разом із пальцем барабана і відносного руху відносно пальця. Швидкість V_r відносного руху направлена вздовж пальця, тобто по лінії O_1M . Лінія O_1M знаходиться під кутом ψ до вертикалі O_1B , яка проведена вниз із центру O_1 обертання пальців. Швидкість V_e переносного руху перпендикулярна лінії пальця і направлена в бік руху пальця. Абсолютна швидкість V_a руху групи стебел визначається геометричним складанням швидкостей V_e і V_r .

Будемо досліджувати рух групи М стебел в полярній системі координат із початком (полюсом) в центрі O_1 обертання пальця і полярної осі ρ_0 , яка співпадає із вертикаллю O_1B . Кут ψ , який характеризує положення полярного радіуса групи М стебел, будемо відраховувати від продовження лінії O_1B в бік руху пальця. Якщо виходити із того, що вісь O_1 обертання пальця рухається разом із агрегатом поступально, прямолінійно і рівномірно, то вибрана система полярних координат буде

рухатися відносно землі поступально, прямолінійно і рівномірно зі швидкістю v_M руху машини рис.1.

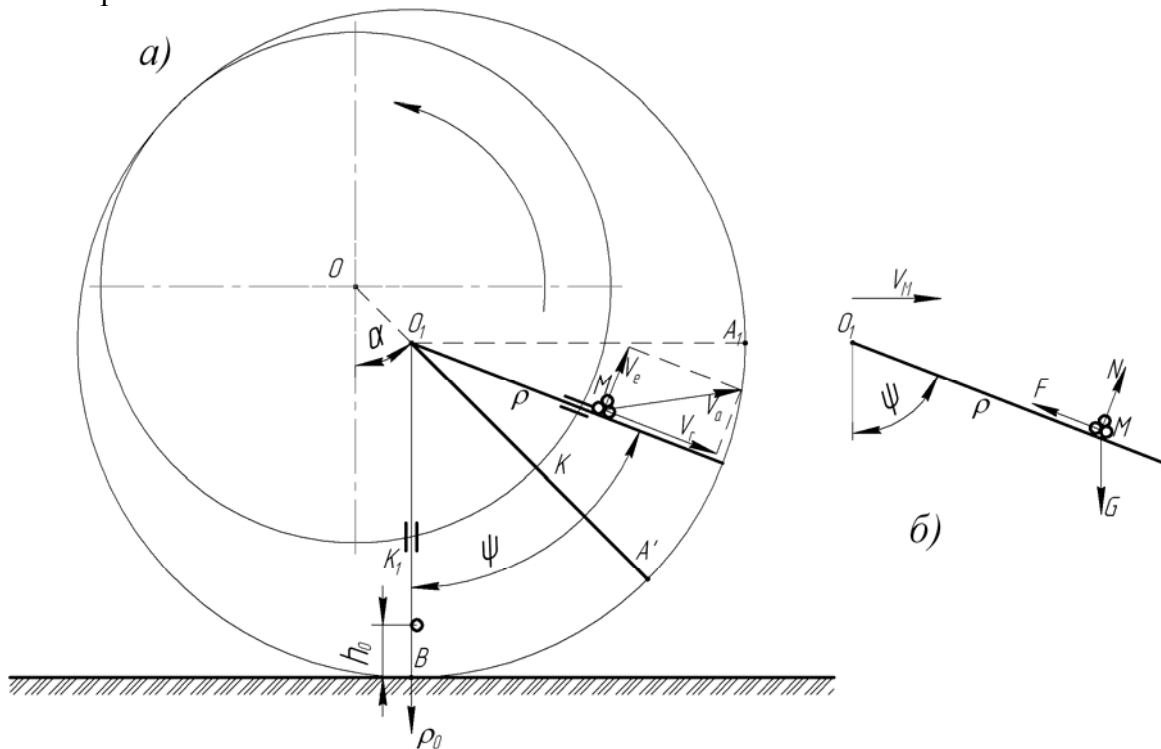


Рисунок 1 - Схема взаємодії пальця підбирача із захопленою групою стебел (а) та дія сил на цю групу стебел (б)

Розглянемо взаємодію групи стебел із пальцем і траєкторію її руху, застосувавши диференційні рівняння в узагальнених координатах (рівняння Лагранжа II роду). Положення групи стебел М, яку ми приймаємо за механічну систему, буде визначено, якщо будуть відомі координати її центра ваги: ψ і ρ . Внаслідок цього маємо дві узагальнені координати: ψ і ρ (поворот групи стебел навколо осі, що проходить через її центр ваги, розглядати не будемо).

Рівняння Лагранжа II роду в цьому випадку буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_{\psi} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho} = Q_{\rho} \end{cases}, \quad (1)$$

де T - кінетична енергія групи стебел при їх русі в вибраній системі координат;

Q_{ψ} та Q_{ρ} - узагальнені сили;

$\dot{\psi}$ і $\dot{\rho}$ узагальнені швидкості.

Будемо нехтувати опором повітря при розрахунку кінетичної енергії, тоді енергія T буде дорівнювати у вибраній системі координат:

$$T = \frac{m_{rc} V_a^2}{2} + \frac{m_{rc}}{2} r_{um}^2 \omega_{om}^2 = \frac{m_{rc}}{2} (V_e^2 + V_r^2 + r_{um}^2 \omega_{om}^2), \quad (2)$$

де m_{rc} - маса групи стебел;

V_a - абсолютна швидкість руху групи стебел;

V_r - відносна швидкість руху групи стебел, яка дорівнює $\dot{\rho}$;

$r_{ин}$ - радіус інерції групи стебел відносно осі, перпендикулярній площі малюнку і яка проходить через центр ваги групи стебел;

ω_{om} - кутова швидкість обертання групи стебел в відносному русі, тобто відносно осі, яка проходить через центр ваги групи стебел перпендикулярно площі малюнку.

Приймаючи, що при роботі підбирача стебла, що піднімаються не повертаються відносно пальця, але можуть повернутися спільно із ним, будемо вважати, що $\omega_{om} \approx \dot{\psi}$, де $\dot{\psi}$ - кутова швидкість обертання пальця. Враховуючи те, що швидкість V_r дорівнює $\dot{\psi}\rho$, знаходимо:

$$T \approx \frac{m_{rc}}{2} [(\dot{\psi}^2 \rho)^2 + \dot{\rho}^2 + r_{ин}^2 (\dot{\psi})^2] = \frac{m_{rc}}{2} [(r_{ин}^2 + \rho^2) \dot{\psi}^2 + \dot{\rho}^2]. \quad (3)$$

Із отриманого рівняння знаходимо: $\frac{d}{dt}(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}})$, $\frac{\partial T}{\partial \psi}$, $\frac{d}{dt}(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}})$ та $\frac{\partial T}{\partial \rho}$. Вони

дорівнюють:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} &= m_{rc} (r_{ин}^2 + \rho^2) \dot{\psi}; \quad \frac{d}{dt}(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}}) = m_{rc} (r_{ин}^2 + \rho^2) \ddot{\psi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0 \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}} &= m_{rc} \dot{\rho}; \quad \frac{d}{dt}(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}}) = m_{rc} \ddot{\rho}; \quad \frac{\partial T}{\partial \rho} = m_{rc} \rho \dot{\psi}^2 \end{aligned} \quad (4)$$

Для знаходження узагальнюючих сил надамо стеблам почергово такі можливі переміщення (рис1,б), при яких змінюється тільки одна узагальнююча координата (спочатку ψ , а потім ρ), а потім складемо суму елементарних робіт відзначених сил на кожному такому переміщенні.

На групу стебел буде діяти сила тяжіння $G = m_{rc} g$, (де g - прискорення вільного падіння), нормальна реакція N і сила тертя F , яка дорівнює fN і направлена протилежно відносно швидкості V_r (тут f - коефіцієнт тертя ковзання). На підставі викладеного отримаємо наступні рівняння для визначення узагальнюючих сил:

$$\begin{cases} \delta A_{\psi} = [N - m_{rc} g \sin \psi] \rho \delta \psi \\ \delta A_{\rho} = [m_{rc} g \cos \psi - F] \delta \rho \end{cases} \quad (5)$$

Із цих рівнянь знаходимо:

$$\begin{cases} Q_{\psi} = [N - m_{rc} g \sin \psi] \rho \\ Q_{\rho} = m_{rc} g \cos \psi - fN \end{cases} \quad (6)$$

Підставивши отримані вирази у рівняння (1), отримаємо:

$$\begin{cases} m_{rc} (r_{ин}^2 + \rho^2) \ddot{\psi} = N \rho - m_{rc} g \rho \sin \psi \\ m_{rc} \ddot{\rho} - m_{rc} \rho \dot{\psi}^2 = m_{rc} g \cos \psi - fN \end{cases} \quad (7)$$

Значення $r_{ин}$ набагато менше ρ , тому не буде помилки, якщо будемо вважати, що $r_{ин} \rightarrow 0$, внаслідок чого ним можливо знехтувати. З урахуванням цього із першого рівняння (7) знаходимо N :

$$N = \frac{m_{rc} (\rho^2 \ddot{\psi} + g \rho \sin \psi)}{\rho} \quad (8)$$

Підставимо це значення N у друге рівняння (7) і отримаємо:

$$\ddot{\rho} - \rho\dot{\psi}^2 = g \cos \psi - f \frac{\rho^2 \ddot{\psi} + g \rho \sin \psi}{\rho}.$$

Після скорочення, отримаємо:

$$\ddot{\rho} - \rho(\dot{\psi}^2 - f\ddot{\psi}) = g[\cos \psi - f \sin \psi]. \quad (9)$$

Це рівняння складне. Для його спрощення врахуємо, що підбирання стебел пальцями має місце при невеликому куті ψ повороту пальців, починаючи від положення O_1K_0 до положення пальця O_1A_1 (рис.1), при якому через положення точки A_1 на рівні точки O_1 стебла будуть утримуватися і не скотяться із пальців вправо і вниз. В межах кута $K_0O_1A_1$ можна вважати, що кутова швидкість суттєво не змінюється, а кутові прискорення (тобто при умові, коли $\ddot{\psi} \rightarrow 0$, а $\dot{\psi} \approx \omega_{\text{пер}}$, де $\omega_{\text{пер}}$ - середня кутова швидкість обертання пальця за час його повороту від положення O_1K_0 до положення O_1A_1), рівняння (9) прийме вигляд:

$$\ddot{\rho} - \omega_{\text{пер}}^2 \rho \approx g[\cos \psi - f \sin \psi]. \quad (10)$$

Для визначення залежності $\omega_{\text{пер}}$ від кутової швидкості ω_0 обертання барабана звернемося до рис.2, на якому представлена схема барабана аналогічна схемі на рис.1 із трьома положеннями пальця, але побудовані швидкості точок K_0 , K і K_1 барабана при обертанні навколо точки O і пальців при обертанні навколо точки O_1 та при їх відносному русі (рух пальця відносно барабана в точках K_0 , K і K_1). Точки K барабана і пальця мають однакову швидкість $V_0 = \omega_0 r_0$, де ω_0 - кутова швидкість обертання барабана, а r_0 - радіус барабана. Барабан є ведучою ланкою, а палець – веденим. Внаслідок цього, як вже відмічалось, точка K пальця буде рухатися з такою ж швидкістю, з якою рухається точка K барабана, відносний рух між ними в цю мить відсутній. Точка барабана в положенні K_0 має швидкість V_0 , яка перпендикулярна радіусу OK_0 , а точка пальця в цьому ж положенні K_0 має швидкість $V_{\text{п}}$, яка перпендикулярна радіусу O_1K_0 ; швидкість барабана відносно пальця в точці K_0 - $V_{\text{вп}}$ направлена по лінії пальця. Усі ці вектори швидкостей побудовані у точці K_0 , тоді як у точці K побудовано тільки вектор V_0 , який, як вже відмічалось, представляє собою швидкість точки K барабана і швидкість точки K пальця.

У точки барабана в положенні K_1 швидкість буде V_0 , а у точки пальця в положенні K_1 швидкість буде $V_{\text{п}}$. В цій же точці K_1 барабан рухається відносно пальця зі швидкістю $V_{\text{вп}}$, яка направлена по пальцю O_1K (в трикутнику швидкостей ця швидкість паралельна пальцю O_1K_1). Кутова швидкість барабана дорівнює $\frac{V_0}{r_0}$, де r_0 - радіус кола барабана (на рис.2 це відстань OK_0 , OK і OK_1), а кутова швидкість пальця $\dot{\psi}$ дорівнює $\frac{V_{\text{п}}}{r_{\text{п}}}$, де $r_{\text{п}}$ - довжина частини O_1K_0 у пальця O_1B ; у пальця O_1A_1 $r_{\text{п}}$ - це довжина його частини O_1K , а у пальця O_1A_1 $r_{\text{п}}$ - це довжина його частини O_1K_1 . Із рис.2 видно, що в межах дуги кола барабана від точки K_0 до точки K_1 швидкість $V_{\text{вп}}$ дуже близька по величині до швидкості V_0 , в наслідок чого не буде великої похибки, якщо

прийняти, що $V_{\Pi} \approx V_{\delta}$. Тоді можна вважати, що $\dot{\psi} \approx \frac{V_{\delta}}{r_{\Pi}}$. Із врахуванням вище викладених даних, маємо $V_{\delta} = r_{\delta} \omega_{\delta}$ і $V_{\delta} \approx r_{\Pi} \dot{\psi}$. Так як ліві частини цих рівнянь рівні, то рівні і праві частини, тобто $r_{\delta} \omega_{\delta} \approx r_{\Pi} \dot{\psi}$, звідки знаходимо $\dot{\psi} \approx \omega_{\delta} \frac{r_{\delta}}{r_{\Pi}}$.

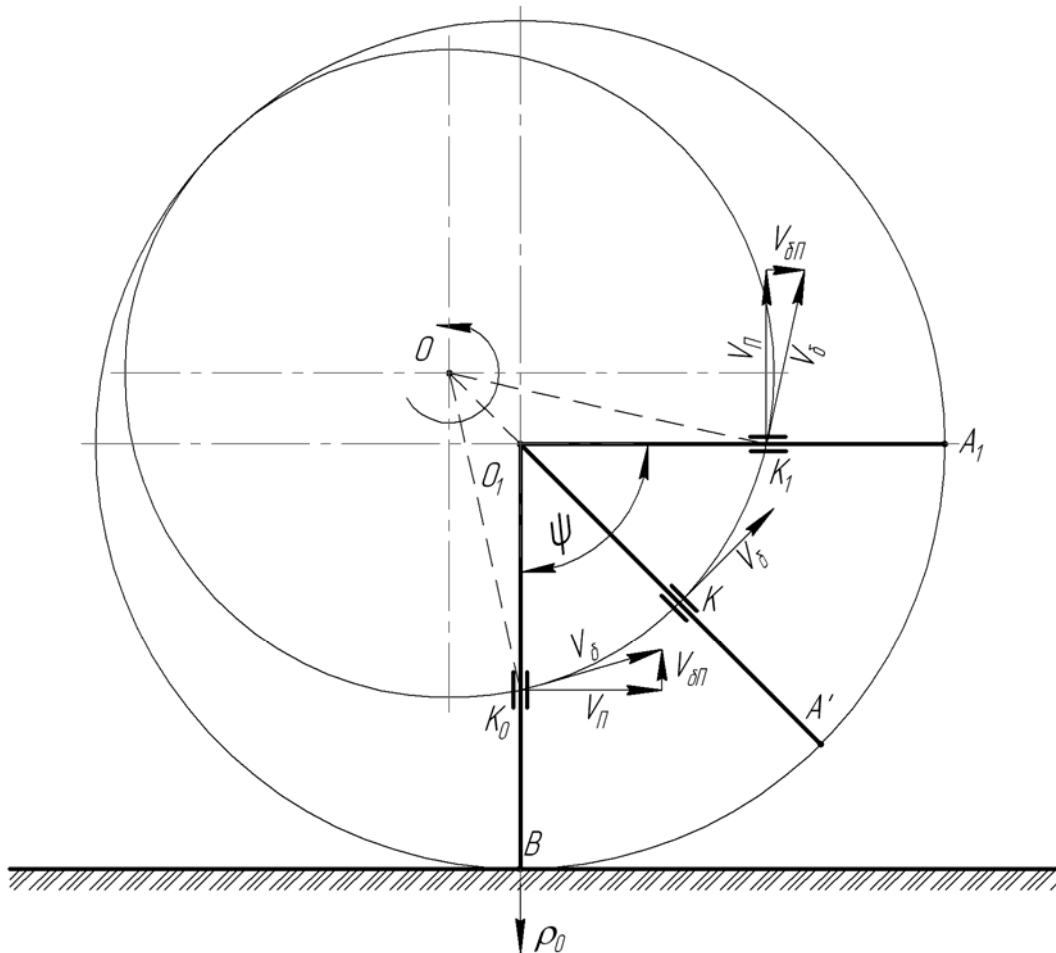


Рисунок 2 - Зображення пальців підбирача в вертикальному, у вигляді продовження осі OO_1 та в горизонтальному положеннях

В межах дуги кола від точки K_0 до точки K_1 відстань r_{Π} (це відстань O_1K_0 , O_1K і O_1K_1) мало відрізняється одна від одної, тому не буде великої похибки, якщо вважати ці відстані рівними O_1K , тобто $r_{\delta} - a$, де a – відстань OO_1 . Тоді $\omega_{\text{пер}}$ рівне середньому значенню кутової швидкості $\dot{\psi}$ пальця, буде дорівнювати

$$\omega_{\text{пер}} \approx \omega_{\delta} \frac{r_{\delta}}{r_{\delta} - a}. \quad (11)$$

Підставляючи ці значення $\omega_{\text{пер}}$ в рівняння (10) отримаємо

$$\ddot{\rho} - \omega_{\delta}^2 \left(\frac{r_{\delta}}{r_{\delta} - a} \right)^2 \rho \approx g [\cos \psi - f \sin \psi]. \quad (12)$$

Такий вигляд має диференціальне рівняння руху групи стебел при їх взаємодії із пальцями підбирача в нижній частині їх зони взаємодії. Це лінійне диференціальне

рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами і правою частиною, яка відрізняється від нуля. Рішенням цього рівняння знаходиться залежність полярного радіуса ρ від часу t , тобто залежність положення групи зчеплених стебел від часу t . З іншої сторони, при відомій залежності кута ψ від часу t , можна визначити і залежність ρ від ψ та встановити траєкторію руху групи стебел, що піднімаються в вибраній системі координат.

Рівняння (12) аналітично розв'язується, але цей розв'язок із відомим наближенням справедливо, як вже відмічалось, в межах кута ψ від вертикалі BK_0O_1 до горизонталі O_1A_1 (рис.1 і 2). Як вже відмічалось, кут ψ відраховується від осі $O_1\rho_0$ проти годинникової стрілки.

Згідно літературних джерел [7,с.143] кут ψ залежить від факторів, що на нього впливають, наступним чином

$$\psi = \arcsin \frac{\sin(\omega_0 t - \alpha)}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{r_0}\right)^2 - 2\left(\frac{a}{r_0}\right) \cos(\omega_0 t - \alpha)}}, \quad (13)$$

де α – кут відхилення відстані OO_1 між осями обертання барабана і пальця відносно вертикалі, яка проходить через центр O кола барабана.

Висновки. Для того, щоб захоплена рядом пальців група зчеплених стебел не зміщувалася із цих пальців (вправо і вниз) необхідно, щоб відносна швидкість V_r (тобто $\dot{\rho}$) була б рівною нулю, або меншою нуля, тобто потрібно, щоб ця відносна швидкість була б направлена від кінця пальця до центру O_1 (рис.1). Виходячи із цієї вимоги, здійснюється розрахунок кутової швидкості обертання барабана.

Список літератури

1. Ковалев М.М., Перов Г.А. Аналіз конструкции подбирающего аппарата для лубяных культур.// Тракторы и сельскохозяйственные машины.–1992.– №7. – С.28-30
2. Ковалев М.М. Параметры и режимы подбирающего аппарата для лубяных культур.// Тракторы и сельскохозяйственные машины. –2007.– №3. – С.34-35.
3. Хайліс Г.А., Цикалюк Ю.О. До теорії взаємодії пальця підбирача з стеблом.// Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. –Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998.– Вип.4. – С.156-161.
4. Макаев В.І. Результати робіт зі створення льонопідбирача-молотарки.// Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. –Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006.–Вип.141. – С.137-144.
5. Хайліс Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин.– К.: Изд-во УСХА, 1992. – 182 с.
6. Хайліс Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин. – М.: Машгиз, 1963. – С.142-143.
7. Хайліс Г.А. О взаимодействии пальцев подборщиков с захватываемыми стеблями./ Труды Великолукского сельхозинститута. – 1972. – Вып. XXV. – С.56-62.

В.Шейченко

Подъем стеблей вращающимися пальцами подборщиков

Проведен теоретический анализ воздействия вращающихся пальцев подборщиков на поднимаемые стебли с применением дифференциальных уравнений в обобщенных координатах (уравнение Лагранжа II рода). Определены условия стабильного подъема группы стеблей пальцами подборщиков.

V.Sheychenko

Getting up of stems by the revolved fingers of pickup attachment

The theoretical analysis of influence of the revolved fingers of pickup attachment is conducted on the lifted stems with the use of differential equalizations in the generalized co-ordinates (equalization of Lagrange II family). The terms of the high-stability getting up of group of stems are definite by the fingers of pickup attachment.

Одержано 10.11.09

УДК 621.9.077:621.865.85

І.І. Павленко, проф., д-р. техн. наук, В.А. Мажара, канд. техн. наук, В.П. Короп, ас.
Кіровоградський національний технічний університет

Особливості структури роботизованих технологічних комплексів

В даній статті запропоновано для пошуку доцільних виконань роботизованих комплексів використання структурного методу, що враховує характеристики оброблюваних деталей, виконуваної операції, особливості використовуваного технологічного обладнання, промислових роботів, допоміжних пристроїв тощо. Розроблено багатоваріантну структуру функціонування роботизованого комплексу, яка є основою для розгляду питань щодо планувальної структури, логіки функціонування тощо.

роботизований технологічний комплекс, промисловий робот, структура, елементна база, компонувальне розміщення

Сучасний рівень промислового виробництва характеризується інтенсивним впровадженням нової автоматизованої техніки, яка побудована на використанні електронних систем програмного керування. До такої техніки в першу чергу відносять технологічне обладнання з ЧПК та промислові роботи. Їх комплексне використання дозволяє оперативно вирішувати задачу випуску постійно оновлюваної продукції, що є головною особливістю функціонування виробництва в ринкових умовах.

Структурне дослідження роботизованих технологічних комплексів (РТК) є одним з важливих методів пошуку їх раціональних виконань.

Для створення ефективних РТК необхідно здійснити ґрунтовний аналіз за такими ознаками:

- склад елементної бази (обладнання) РТК;
- особливості будови та функціонування елементів РТК;
- компонувальне розміщення обладнання;
- конструктивні та функціональні зв'язки елементів між собою та виробничим оточенням.

Оскільки варіантів РТК може бути дуже багато, то для визначення із них найбільш доцільних виконань необхідно проаналізувати особливості будови та функціонування верстата (верстатів), промислового робота та допоміжних пристроїв і комбінації їх компонувального розміщення.

Початково спрощену структуру будови РТК представлено на рис. 1.

The theoretical analysis of influence of the revolved fingers of pickup attachment is conducted on the lifted stems with the use of differential equalizations in the generalized co-ordinates (equalization of Lagrange II family). The terms of the high-stability getting up of group of stems are definite by the fingers of pickup attachment.

Одержано 10.11.09

УДК 621.9.077:621.865.85

І.І. Павленко, проф., д-р. техн. наук, В.А. Мажара, канд. техн. наук, В.П. Короп, ас.
Кіровоградський національний технічний університет

Особливості структури роботизованих технологічних комплексів

В даній статті запропоновано для пошуку доцільних виконань роботизованих комплексів використання структурного методу, що враховує характеристики оброблюваних деталей, виконуваної операції, особливості використовуваного технологічного обладнання, промислових роботів, допоміжних пристроїв тощо. Розроблено багатоваріантну структуру функціонування роботизованого комплексу, яка є основою для розгляду питань щодо планувальної структури, логіки функціонування тощо.

роботизований технологічний комплекс, промисловий робот, структура, елементна база, компонувальне розміщення

Сучасний рівень промислового виробництва характеризується інтенсивним впровадженням нової автоматизованої техніки, яка побудована на використанні електронних систем програмного керування. До такої техніки в першу чергу відносять технологічне обладнання з ЧПК та промислові роботи. Їх комплексне використання дозволяє оперативнo вирішувати задачу випуску постійно оновлюваної продукції, що є головною особливістю функціонування виробництва в ринкових умовах.

Структурне дослідження роботизованих технологічних комплексів (РТК) є одним з важливих методів пошуку їх раціональних виконань.

Для створення ефективних РТК необхідно здійснити ґрунтовний аналіз за такими ознаками:

- склад елементної бази (обладнання) РТК;
- особливості будови та функціонування елементів РТК;
- компонувальне розміщення обладнання;
- конструктивні та функціональні зв'язки елементів між собою та виробничим оточенням.

Оскільки варіантів РТК може бути дуже багато, то для визначення із них найбільш доцільних виконань необхідно проаналізувати особливості будови та функціонування верстата (верстатів), промислового робота та допоміжних пристроїв і комбінації їх компонувального розміщення.

Початково спрощену структуру будови РТК представлено на рис. 1.

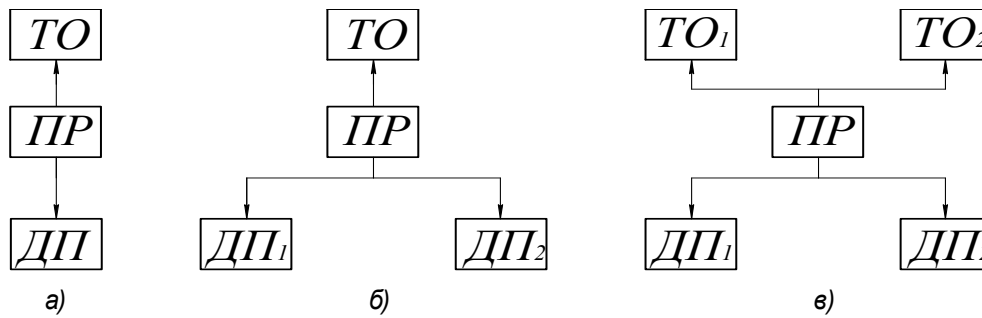


Рисунок 1 – Спрощена структура будови РТК

Із наведених прикладів видно, що в РТК може входити різна кількість технологічного обладнання (ТО) та допоміжних пристроїв (ДП). Так, можливий варіант, коли комплекс складається з одного верстата та одного допоміжного пристрою (рис. 1, а), або одного верстата та двох пристроїв (рис. 1, б). Можливе також виконання РТК з двома верстатами і двома допоміжними пристроями (рис. 1, в). При цьому допоміжні пристрої в РТК можуть виконувати функції як подавально-приймальні, так і окремо подавальні та приймальні.



Рисунок 2 – Узагальнена структура створення РТК

Узагальнену структуру створення РТК представлено на рис. 2. У даній структурі наведені основні фактори, які повинні враховуватися при створенні роботизованого комплексу.

Беручи до уваги значну складність і багатоваріантність конструктивного виконання роботизованих комплексів, детальну структуру РТК можна представити по окремих складових. Так структура вхідних даних наведена на рис. 3.

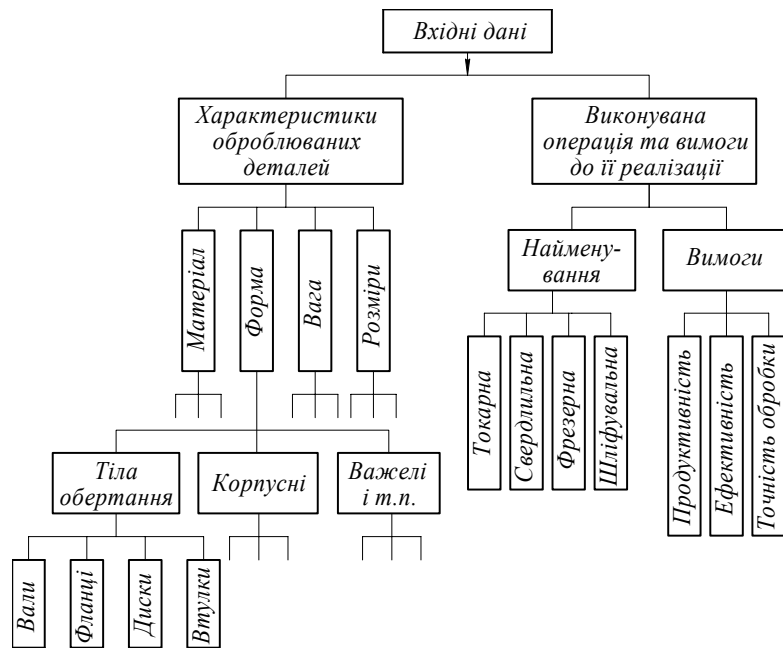


Рисунок 3 – Структура вхідних даних

Структура елементної бази РТК враховує основні складові її будови, а, відповідно, функціонування та інші особливості виконання. Варіант такої структури представлено на рис. 4.

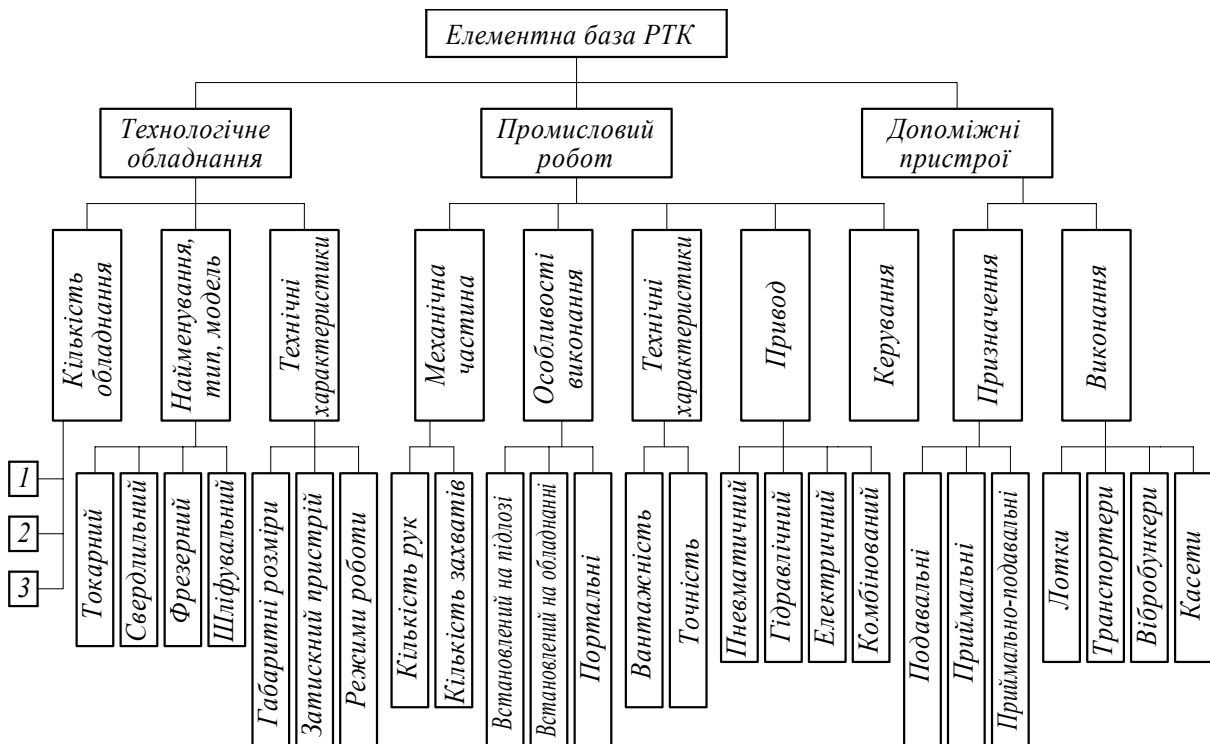


Рисунок 4 – Структура елементної бази РТК

Важливою складовою загальної структури комплексу є особливості конструювання елементної бази, що показано на рис. 5.

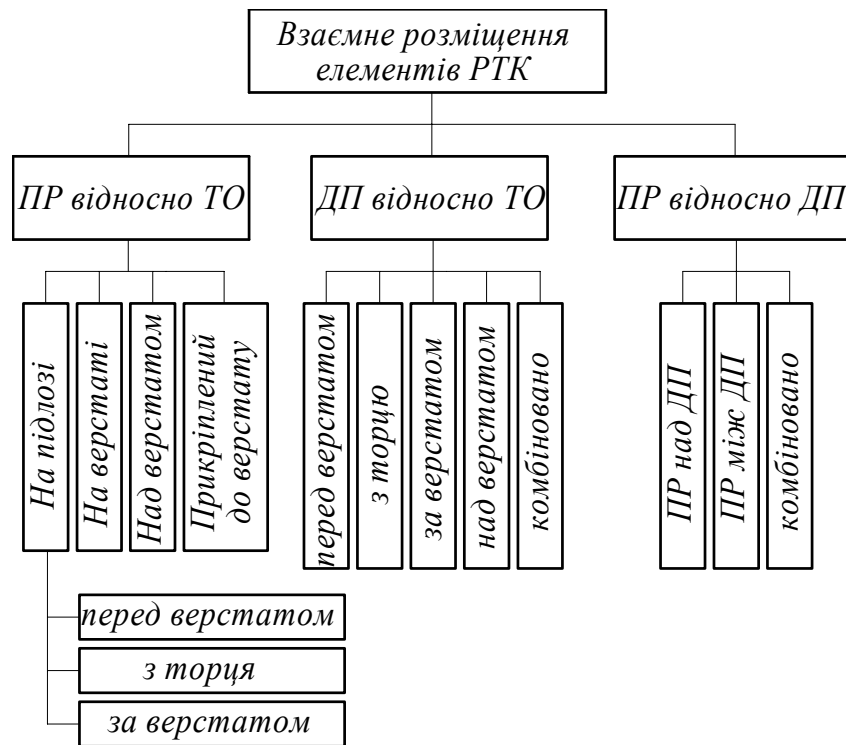


Рисунок 5 – Компонувальна структура РТК

У підсумку структуру формування будови РТК можна показати, як взаємопов'язані та взаємовпливаючі складові. Такий варіант структури укрупнено представлено на рис. 6.

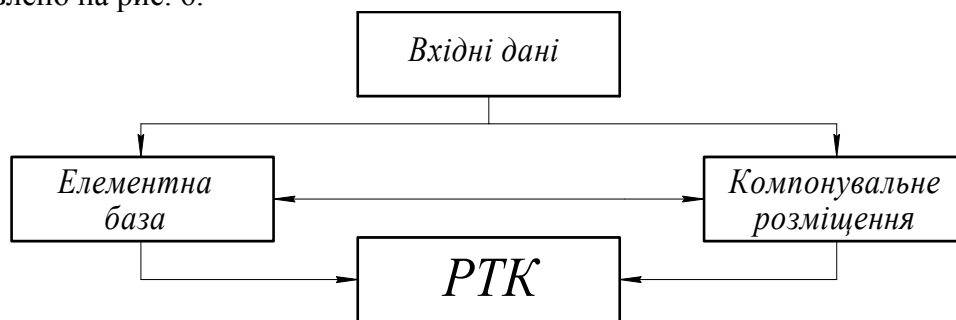


Рисунок 6 – Спрощена структура формування РТК

Вибір раціонального варіанта РТК вимагає структурної оцінки його функціонування. Відносно вирішуваної задачі це може бути визначення принципів варіантів переміщення оброблюваної деталі в рамках РТК, що і визначає основний зміст його функціонування. Приклад деяких варіантів функціонування (переміщення) деталей наведено на рис. 7.

На даній структурі показано три варіанти функціонування:

- 1-й варіант (показаний штрих-пунктирною лінією): заготовка з допоміжного пристрою 1 роботом встановлюється на верстат 1, потім переміщується для подальшої обробки на верстат 2 і після цього встановлюється в допоміжний пристрій 2;
- 2-й варіант (показаний суцільною лінією): заготовка з допоміжного пристрою 1 роботом встановлюється на верстат 1 і після обробки переміщується в допоміжний пристрій 2;

- 3-й варіант (показаний пунктирною лінією): заготовка з допоміжного пристрою 1 роботом встановлюється на верстат 1 і після обробки переміщується в той же допоміжний пристрій 1.

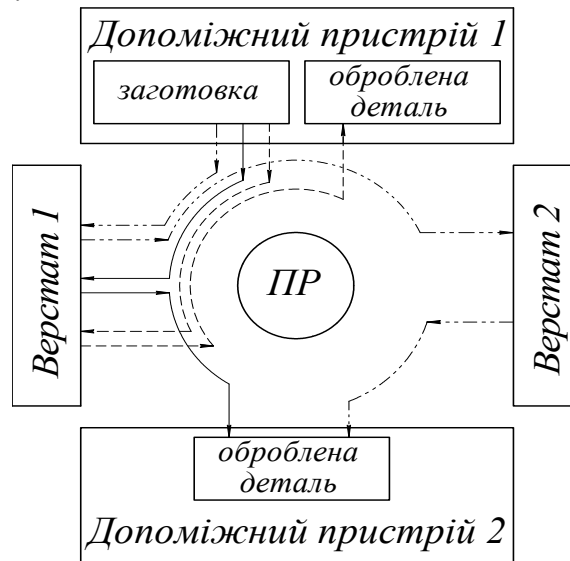


Рисунок 7 – Структура функціонування РТК

Окрім цієї структури функціонування, можуть бути й інші варіанти, що враховують особливості виконання роботи (однорукий чи дворукий і т. ін.), особливості виконуваних рухів як по переміщенню, так і по орієнтуванню.

Висновки.

1. Запропоновано для пошуку доцільних виконань роботизованих комплексів використання структурного методу, що враховує характеристики оброблюваних деталей, виконуваної операції, особливості використовуваного технологічного обладнання, промислових роботів, допоміжних пристроїв тощо.

2. Розроблено багатоваріантну структуру функціонування роботизованого комплексу, яка є основою для розгляду питань щодо планувальної структури, логіки її функціонування тощо.

Вирішення даних питань дозволить ще на початковому етапі проектування РТК обґрунтовано визначати доцільні варіанти виконання комплексу для відповідних умов його функціонування.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування.– Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Павленко І.І. Структура промислових роботів.– Кіровоград, 1998. – 98 с.

И.Павленко, В.Мажара, В.Корон

Особенности структуры роботизированных технологических комплексов

В данной статье предложено для поиска рациональных вариантов роботизированных комплексов использование структурного метода, который учитывает характеристики обрабатываемых деталей, операции, особенности используемого технологического оборудования, промышленных роботов, вспомогательных устройств и т. д. Разработано многовариантную структуру функционирования роботизированного комплекса, которая есть основой для разработки планировочной структуры, логики функционирования и т. д.

I.Pavlenko, V.Mazhara, V.Korop

Features of structure of robotized technological complexes

The use of structural method, which takes into account descriptions of workparts, operations, features of in-use technological equipment, industrial robots, is offered in this article for the search of rational variants of robotized complexes, associated units et cetera. The multiple structure of functioning of robotized complex, which is basis for consideration of questions in relation to a plan structure is developed, logics of functioning and others like that.

Одержано 22.02.10

УДК 622.331

В.В. Тарасюк, асп., В.Ф. Дідух, проф., д-р техн. наук, І.В. Тараймович, канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

Конструктивні особливості формування гранул при виробництві ОМД на основі сапропелю

У статті поданий аналіз існуючих засобів та способів гранулювання в технологічному процесі виробництва ОМД на основі сапропелю, визначені їх недоліки та запропонована нова конструкція пристрою для формування гранул методом обкочування.

гранулювання методом обкочування, органо-мінеральні добрива, сапропель, вологість

Одним з основних багатств держави є родючі землі сільськогосподарського призначення. Підвищення родючості ґрунтів та збільшення врожайності сільськогосподарських культур є однією із найважливіших проблем сільського господарства. Адже зменшення гумусу в ґрунтах в 2–3 рази за останні десятиріччя може привести до різкого погіршення ситуації в агропромисловому комплексі [1]. Такий стан виник в результаті безсистемного використання іноземних технологій, без врахування умов господарювання в Україні, відсутністю науково обґрунтованих регіональних сівозмін та технологій вирощування сільськогосподарських культур.

У зв'язку з цим особливого значення набуває проблема рівномірного використання поживних елементів із ґрунту та добрив рослинами, при якому втрати біофільних елементів були б зведені до мінімуму.

Такого явища можна досягти створенням добрив із покращеними фізико-механічними властивостями, у яких швидкість розчинення у ґрунтах була б регульованою. До таких відносять полімерні синтетичні повільнодіючі добрива.

Але висока вартість їх виробництва вимагає пошуку створення нових добрив сповільненої розчинності.

Не дивлячись на важливість та беззаперечність доцільності використання органічних добрив, недостатньо просто їх внести в ґрунт в первинному вигляді, без відповідної підготовки. Застосування ж поширених методів підготовки та використання органічних добрив без відповідної системи при відсутності досить жорсткого контролю над виконанням відповідних природоохоронних вимог, негативно впливає на основні компоненти природного середовища.

I.Pavlenko, V.Mazhara, V.Korop

Features of structure of robotized technological complexes

The use of structural method, which takes into account descriptions of workparts, operations, features of in-use technological equipment, industrial robots, is offered in this article for the search of rational variants of robotized complexes, associated units et cetera. The multiple structure of functioning of robotized complex, which is basis for consideration of questions in relation to a plan structure is developed, logics of functioning and others like that.

Одержано 22.02.10

УДК 622.331

В.В. Тарасюк, асп., В.Ф. Дідух, проф., д-р техн. наук, І.В. Тараймович, канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

Конструктивні особливості формування гранул при виробництві ОМД на основі сапропелю

У статті поданий аналіз існуючих засобів та способів гранулювання в технологічному процесі виробництва ОМД на основі сапропелю, визначені їх недоліки та запропонована нова конструкція пристрою для формування гранул методом обкочування.

гранулювання методом обкочування, органо-мінеральні добрива, сапропель, вологість

Одним з основних багатств держави є родючі землі сільськогосподарського призначення. Підвищення родючості ґрунтів та збільшення врожайності сільськогосподарських культур є однією із найважливіших проблем сільського господарства. Адже зменшення гумусу в ґрунтах в 2–3 рази за останні десятиріччя може привести до різкого погіршення ситуації в агропромисловому комплексі [1]. Такий стан виник в результаті безсистемного використання іноземних технологій, без врахування умов господарювання в Україні, відсутністю науково обґрунтованих регіональних сівозмін та технологій вирощування сільськогосподарських культур.

У зв'язку з цим особливого значення набуває проблема рівномірного використання поживних елементів із ґрунту та добрив рослинами, при якому втрати біофільних елементів були б зведені до мінімуму.

Такого явища можна досягти створенням добрив із покращеними фізико-механічними властивостями, у яких швидкість розчинення у ґрунтах була б регульованою. До таких відносять полімерні синтетичні повільнодіючі добрива.

Але висока вартість їх виробництва вимагає пошуку створення нових добрив сповільненої розчинності.

Не дивлячись на важливість та беззаперечність доцільності використання органічних добрив, недостатньо просто їх внести в ґрунт в первинному вигляді, без відповідної підготовки. Застосування ж поширених методів підготовки та використання органічних добрив без відповідної системи при відсутності досить жорсткого контролю над виконанням відповідних природоохоронних вимог, негативно впливає на основні компоненти природного середовища.

У зв'язку із цим, особливу увагу слід звернути на виробництво та застосування органо-мінеральних добрив (ОМД); органо-мінеральних комплексів (ОМК); органо-мінеральних сумішей (ОМС).

Такі добрива забезпечують максимальне використання рослинами мінеральної складової та хорошу післядію за рахунок наявності органіки. При цьому покращуються фізико-механічні властивості ґрунтів, зменшується водопроникність, збільшується вбираюча здатність ґрунтового комплексу. Внесення таких добрив в ґрунт покращує динаміку мікробіологічних процесів навколо та в самих гранулах, органічна речовина в складі гранул дозволяє знизити поглинання поживних речовин, особливо фосфорної кислоти, ґрунтом та перехід її в малорухомі форми, що створює сприятливі умови для взаємодії добрив, ґрунту та рослин і, як наслідок, забезпечує високий врожай сільськогосподарських культур.

Для використання у якості органічної компоненти використовують різні матеріали, серед яких на увагу заслуговує сапропель. Сапропель – це цінний природний ресурс органічної сировини для використання у різних галузях народного господарства.

Використання сапропелю у якості компонента у приготуванні ОМД включає наступні операції:

- підготовка компонентів за гранулометричним складом;
- дозування, змішування та грануляцію;
- сушіння, сепарація, затарювання та складування добрив.

Серед вказаної кількості технологічних операцій, операція формування гранул досліджена не достатньо. Так як природна вологість сапропелю сягає 98%, то існують різні твердження у напрямках його зневоднення, підготовки до гранулювання, а також підходи до вибору способів і методів формування гранул.

Присутність значної кількості вологи у сапропелі вимагає пошуку раціонального способу формування гранул та вибору технологічної схеми процесу виготовлення ОМД на основі сапропелю.

Мета. На основі аналізу існуючих засобів та способів формування гранул в технологічному процесі виготовлення ОМД на основі сапропелю обґрунтувати конструкцію пристрою для формування гранул методом обкочування.

Сапропелеві добрива володіють рядом переваг відносно іншими видами добрив, а саме:

- *Відносно торфу* – містить значно більш обширний перелік органічних речовин, необхідних рослинам. Сапропелі виключно багаті азотом. Жодна копалина, ні торф, ні сланці, не мають такого високого вмісту азоту, як сапропель. Сапропелі відрізняються вищою теплоємністю, ніж торф (до 0,95 кал/г град.).

- *Відносно до інших компостів тваринного походження* сапропель містить менше засмічених рослин, не заражений хвороботворними бактеріями і флорою. При тривалому зберіганні в упаковці втрат азоту не спостерігається.

- На відміну від хімічних добрив, екологічно чистий сапропель не надає шкідливої токсичної дії на людей і тварин, а навпаки, скорочує вміст нітратів, нітриту, солей, важких металів.

- Терміни внесення і способи закладення сапропелю в ґрунт не відрізняються від термінів і способів внесення інших органічних добрив, але є і переваги: при внесенні сапропелю "врозкид" за площею перед оранкою втрат азоту не спостерігається навіть при тривалій затримці оранки.

- Термін дії добрива просліджується до 14 років. Сапропелеве добриво застосовують для санації і рекультиватії ґрунту.

- При внесенні до ґрунту – покращує її механічну структуру, вологопоглинальну і вологоутримуючу здатність, на 2 – 3 роки дає збільшення в ґрунті

гумусу, активує ґрунтові процеси. Завдяки повільній розчинності речовин, що діють в продукті, забезпечується збалансоване харчування рослин всіма елементами живлення.

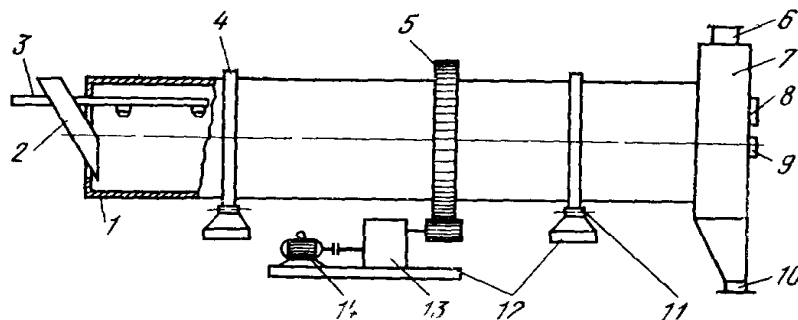
– Слід зазначити, що при спільному використанні мінеральних добрив з сапропелем поріг шкідливості важких металів падає, бульби залишаються чистими і не нагромаджують важкі метали.

Проаналізувавши всі існуючі методи гранулювання, можна зробити висновок, що для формування гранул органо-мінеральних добрив на основі сапропелів доцільно застосовувати метод обкочування як найбільш простий та економічний.

Процес гранулювання методом обкочування складається із чотирьох стадій: змішування вихідного порошку з частинками ретурта та зв'язуючим компонентом; утворення гранул з дрібних частинок й подрібнення грудочок; обкочування та ущільнення гранул в результаті їх переміщення по поверхні апарату; зміцнення зв'язків в результаті переходу рідкої фази в тверду, тобто стабілізація гранули.

На всіх стадіях відбувається зміна розподілу частинок по розмірам, тобто відбувається процес гранулоутворення, інтенсивність якого залежить від технології, апаратного забезпечення процесу та властивостей продукту.

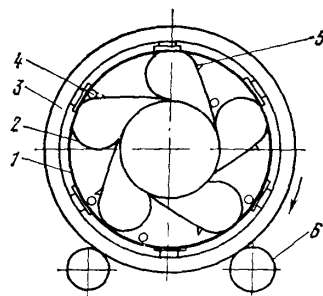
Гранулятори, в яких відбувається обкочування матеріалу, за типом руху поверхні діляться на ротаційні, стрічкові та вібраційні. Ротаційні апарати бувають барабанні (рис. 1), тарілчасті (дискові), відцентрові, лопатеві.



1 – обичайка; 2 – лійка для завантаження порошку; 3 – розподільник зв'язуючого компоненту; 4 – бандаж; 5 – шестерня; 6 – патрубок для відсмоктування парів; 7 – вивантажувальна камера; 8 – вікно для підсвічування; 9 – оглядове вікно; 10 – патрубок для вивантаження гранул; 11 – опорний ролик; 12 – бетонна основа; 13 – редуктор; 14 – електродвигун

Рисунок 1 - Гранулятор барабанного типу

Для створення нормальних умов обкочування і підйому матеріалу на задану висоту зазвичай достатньо тертя об гладкі стінки барабана. Проте коефіцієнт заповнення барабана при хорошому перемішуванні невеликий, а габарити апарату є значними. Тому з метою збільшення коефіцієнта заповнення у роботах [2] запропоновані різні конструктивні рішення (рис. 2).



1 – обичайка барабану; 2 – стінки секції; 3 – бандаж; 4 – кулі; 5 – упор; 6 – опорний ролик

Рисунок 2 - Багатосекційний гранулятор

Ступінчасте переміщення матеріалу до місця вивантаження дозволяє збільшити площу обкочування в порівнянні з площею обкочування в гладкому барабані (рис. 3).

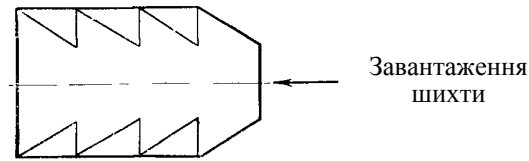
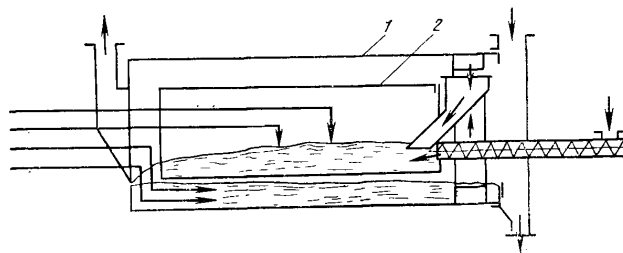


Рисунок 3 - Схема багатоконусного барабану

У виробництві нітроамофоски використовують апарат, що складається з двох концентричних барабанів (рис. 4). В результаті багаторазового проходження по двох барабанах збільшується час перебування матеріалу в грануляторі і виключається складна схема зовнішнього транспорту рециклу [3].

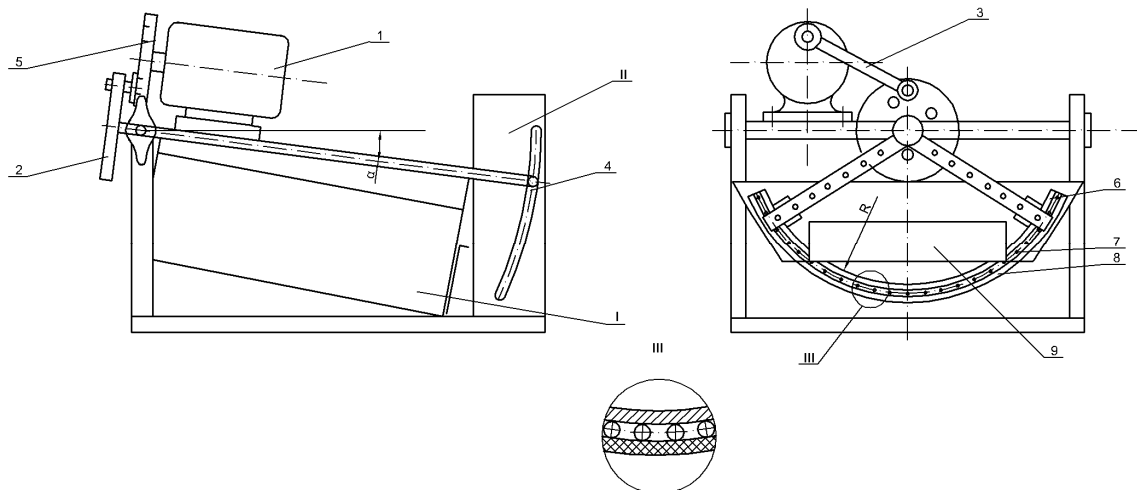


1 – зовнішній барабан; 2 – внутрішній барабан

Рисунок 4 - Схема двохбарабанного гранулятора

Всі описані конструкції дозволяють при тих же габаритах гранулятора збільшити поверхню обкочування, а отже підвищити питому продуктивність, але при цьому значно зростає як енерго-, так і матеріаломісткість конструкції.

Пристрій для формування гранул складається з таких основних вузлів: рама II, камера обкочування I, пристрою зміни кута нахилу камери 4 та елементів приводу.



1 – електродвигун, 2 – привідний шків, 3 – шатун, 4 – пристрій регулювання кута нахилу камери обкочування, 5 – ведучий шків, 6 – робоча поверхня камери обкочування, 7 – нагрівальний елемент камери обкочування, 8 – ізоляційний елемент камери обкочування, 9 – заслінка, I – камера обкочування, II – рама

Рисунок 5 - Пристрій для формування гранул

У запропонованому пристрої камера обкочування I складається з робочої поверхні камери обкочування 6, нагрівального елемента 7, ізоляційного елемента 8 та заслінки 9. Коливний рух камери обкочування I здійснюється за допомогою електродвигуна 1 через привідний шків 2, шатун 3 та шків 5.

Технологічний процес пристрою наступний: для формування гранул частинка ОМС попадає на поверхню робочого органу 6, що з'єднана з нагрівальним елементом 7, який здійснює попередній нагрів робочої поверхні і починає котитись по складній траєкторії, яка утворюється коливним рухом поверхні циліндричної форми, що розміщена під кутом до горизонту. При цьому частинка потрапляє в вентильоване середовище з температурою повітря до 120^0C , де вона буде одночасно втрачати вологу та набувати форми кулі з більшою твердістю та щільністю.

Запропонована конструкція пристрою для формування гранул дозволяє зменшити енерго- та матеріаломісткість процесу гранулювання при виробництві органо-мінеральних добрив на основі сапропелю.

Список літератури

1. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину: Зб. статей, виступів та коментаріїв (1997 – 2008рр.). – Кіровоград, 2009. – 160с.
2. Классен П.В. Гранулирование./ П.В. Классен, И.Г. Гришаев, И.П. Шомин – М.: Химия, 1991. – 240с.
3. Бодак В.І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1996. – 209с.
4. <http://www.saprex.ru>
5. <http://www.sapropek.narod.ru>
6. Кочергин С.А. Повышение эффективности производства сложных минеральных удобрений путем оптимизации процессов гранулирования и сушки: Дис...канд. техн. наук: 05.17.08 – Процессы и аппараты химических технологий.– Иваново, 2008.

В. Тарасюк, В. Дидух, И. Тараймович

Конструктивные особенности формирования гранул при производстве ОМД на основе сапропеля

В статье представлен анализ существующих средств и способов гранулирования в технологическом процессе производства ОМД на основе сапропеля, определены их недостатки и предложена новая конструкция устройства для формирования гранул методом окатывания.

V. Tarasyuk, V. Didukh, I. Taraymovich

Structural features of forming of granules at the production of OMF on basis to the sapropel

In the article analysis of existing means and ways of granulation in technological process of manufacture of organic mineral fertilizers on basis of sapropel is presented, are determined them lacks and new design of device for formation of granules is offered with method of pelletizing.

Одержано 23.11.09

УДК 621.9.6-08

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

Конструктивні рішення колісних механізмів сільськогосподарських і інших технологічних машин

В статті приводяться конструкції механізмів з використанням коліс, зроблено їх аналіз і рекомендовано використання їх в сільгоспмашинах і металорізальних верстатах **колесо, підшипник, маховик, гідромуфта, шпindelь**

Колесо використовують люди з давніх-давен. Спостережливі люди звернули увагу на те що, під час руху по Землі ноги людини здійснюють фрагменти колеса, яке рухається по Землі. Поступово розвиваючись, люди створювали транспортні засоби, механізми для підйому вантажів, сільськогосподарські механізми, які полегшували фізичну працю. Майже не існувало машин і механізмів, в яких не використовували колесо.

Колеса були різні по призначенню і конструкції.

На рис. 1 приведена спрощена, але не повна класифікація коліс по типу, по призначенню і по конструкції.

На рис. 2 показана конструкція коліс, які виконують найдавнішу транспортну функцію. Вони не мають підшипників, що дозволяє використовувати їх при підвищених температурах, або при інших несприятливих умовах експлуатації.

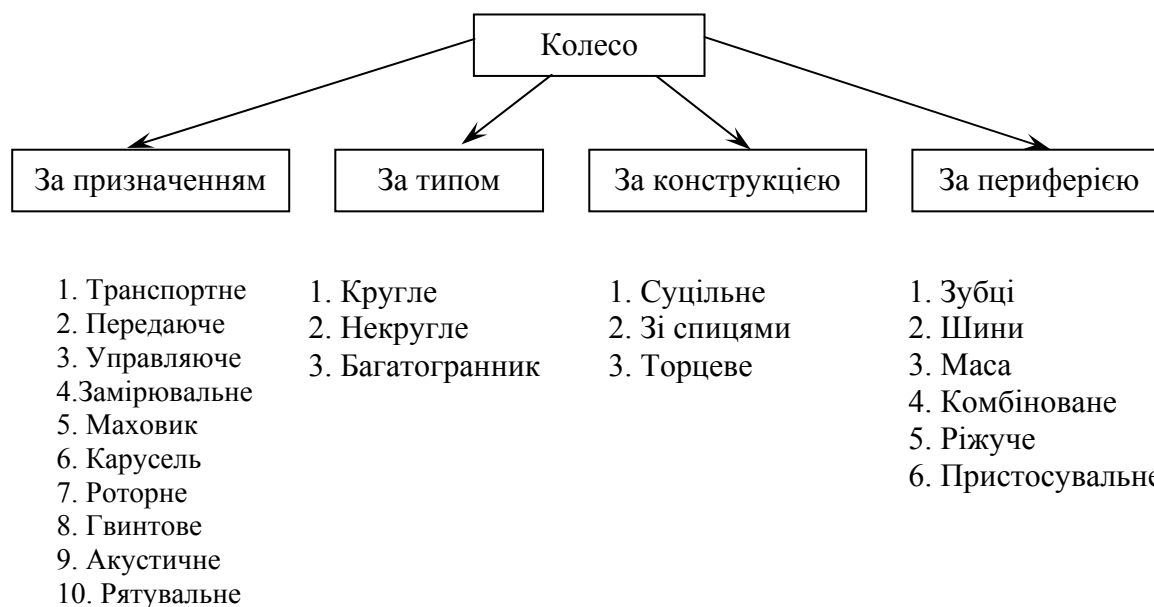


Рисунок 1 – Класифікація коліс по типу, призначенню і по конструкції

Рухомі частини 2 транспортного засобу переміщуються відносно рухомої частини 3, на яку колеса 5 спираються циліндричними поверхнями 4 меншого діаметру. Під час роботи рухома частина 2 переміщується у напрямку руху із швидкістю V . Великі діаметри коліс не дотикаються до поверхні 6 паза. Сепаратор 1 із колесами переміщується у тому ж самому напрямку із швидкістю V_c , яка в кілька разів менша швидкості V і визначається із рівняння

$$V_c = \frac{V \cdot Z}{R},$$

де R і Z – більший і менший радіус колеса.

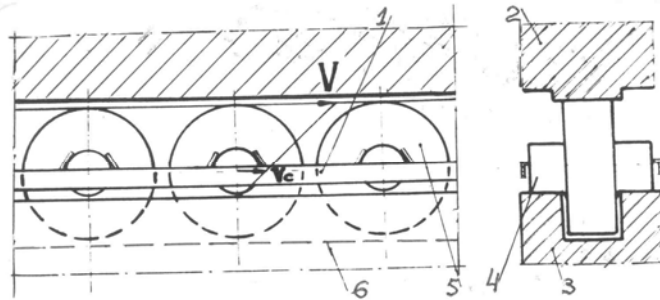


Рисунок 2 – Конструкція коліс без підшипників

На рисунку 3 показана система педального привода велосипеда з еліптичною ведучою зірочкою, яка дозволяє підвищити рівномірність навантаження на педалі.

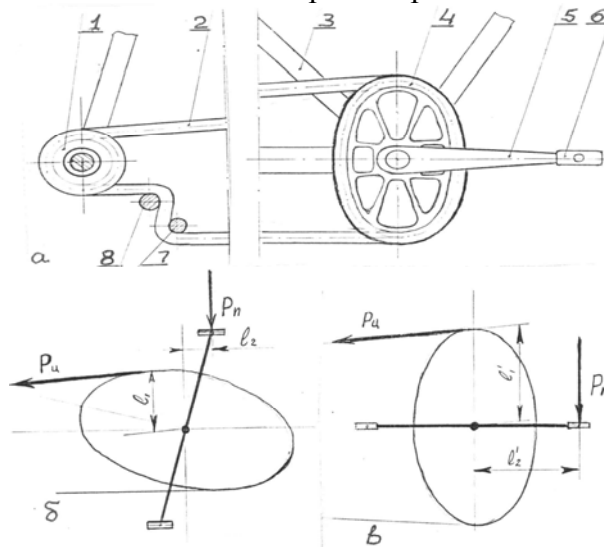


Рисунок 3 – Система педального привода велосипеда з еліптичною ведучою зірочкою

В процесі роботи велосипеда, натискаючи на педаль 6 через шатун 5, велосипедист обертає еліптичну зірочку 4, установлену на рамі 3. Зірочка 4 через ланцюг 2 обертає ведену зірочку 1 і з'єднане з нею ведуче колесо. Натяг ланцюга 2 здійснюється роликками 7, 8.

Коли педаль 6 знаходиться у верхній частині траєкторії, сила тиску (P_n) ноги велосипедиста на педаль незначна, але і радіус зірочки також мінімальний (l_1) (рис. 3,б). Коли педаль знаходиться у положенні зображеному на рис. 3,в, сила тиску на педаль (P_a) максимальна, радіус зірочки (l_1) мінімальний. Це стабілізує момент і забезпечує більш рівномірне навантаження в процесі руху.

На рис. 4 показано колесо маховика.

В корпусі 4, закритому кришкою 2, знаходиться порожнина фасонного профілю. Корпус закріплено гайками 1 на осі 7, яка приводиться в рух від привода. Корпус оснащений ребрами 3 і заповнений двома видами рідини 5 і 6 з різною питомою вагою.

В період пуску важка рідина 5 знаходиться внизу і маховик має мінімальний пружний момент. Із збільшенням частоти обертання під дією відцентрової сили важка рідина піднімається вгору, збільшуючи момент інерції маховика. Ребра 3 знижують проковзування рідини при перехідних режимах. Така конструкція маховика покращує його експлуатаційні характеристики.

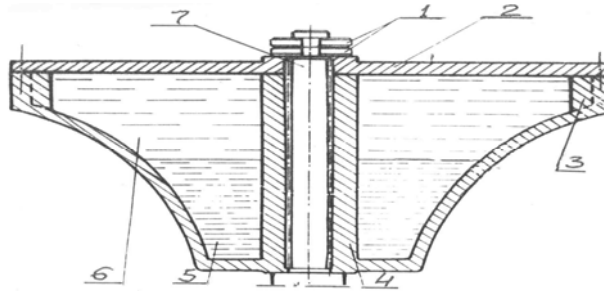


Рисунок 4 – Колесо маховика з порожниною заповненою рідинами з різною питомою вагою

На рис. 5 показана конструкція силового колеса, яка створює замкнуту систему технологічного навантаження поперечних супортів токарних багатшпіндельних автоматів. Така конструкція урівноважує порізно направлене технологічне навантаження, знижує пружну деформацію технологічної системи верстата і підвищує точність обробки.

В процесі роботи верстата ведучий вал 15 приводить в обертання шпінделі 14 із заготовками. Встановлені на поперечних супортах 8 – 10 – 13 різці здійснюють процес обробки. Кулачки 7, закріплені на колесі 1, через роликові штовхачі 6 переміщують супорти 8 – 10 – 13 зі швидкістю поперечної подачі у напрямку заготовок. Обертання колесу 1 передається через конічну передачу 5 – 4 і черв'ячну передачу 3 – 2.

Таким чином, колесо 1 створює замкнену систему урівноваження технологічного навантаження, що підвищує жорсткість технологічної системи верстата і точність обробки.

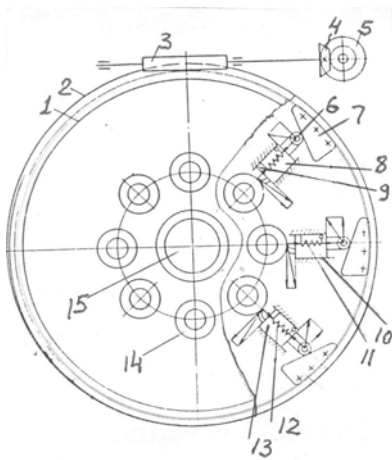


Рисунок 5 – Конструкція силового колеса з урівноваженням технологічним навантаженням

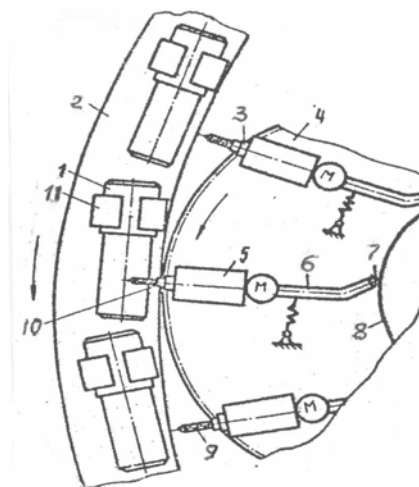


Рисунок 6 – Схема взаємодії транспортних коліс роторної автоматичної лінії

На рис. 6 показана схема взаємодії транспортних коліс роторної автоматичної лінії по обробці заготовок кінцевим інструментом. Висока продуктивність процесу забезпечується за рахунок суміщення процесу обробки із транспортуванням заготовки.

У шпинделі 3 силової головки 5 закріплюється інструмент, який приводиться в обертання. Колесо 2 і планшайба 4 обертаються в одному напрямку. Силкові головки установлені на осях і у відповідності з транспортним рухом заготовок 1, закріплених в пристосуваннях 11, роликові штовхачі 7 за допомогою кулачка 8 і важелів 6 здійснюють їх поворот. Таким чином, інструменти 9 і 10 безперервно відслідковують вісь оброблюваних отворів в заготовках 1.

На рис 7 показана беззазорна зубчаста передача, яка забезпечує автоматичну компенсацію зношування. В зубчатій передачі 2–6–7 ведене колесо виготовлено з кількох частин. Дві його половини установлені на валу 1 і закріплені втулкою 4. Рухома шпонка 8 спирається на похилу поверхню 9 штифта 10, який опирається на пружину 11. Штифт 10 піднімається гвинтом 3. Для усунення зазору гвинт 3 натискає на штифт 10. Шпонка 8 ковзає по нахиленій поверхні 9 штифта 10. Шпонка 8 через циліндричні поверхні 5 розводить колеса 6–7 в різні сторони, усуваючи тим самим зазор в зачепленні із шестернею 2. По мірі зношування відбувається періодичне регулювання передачі.

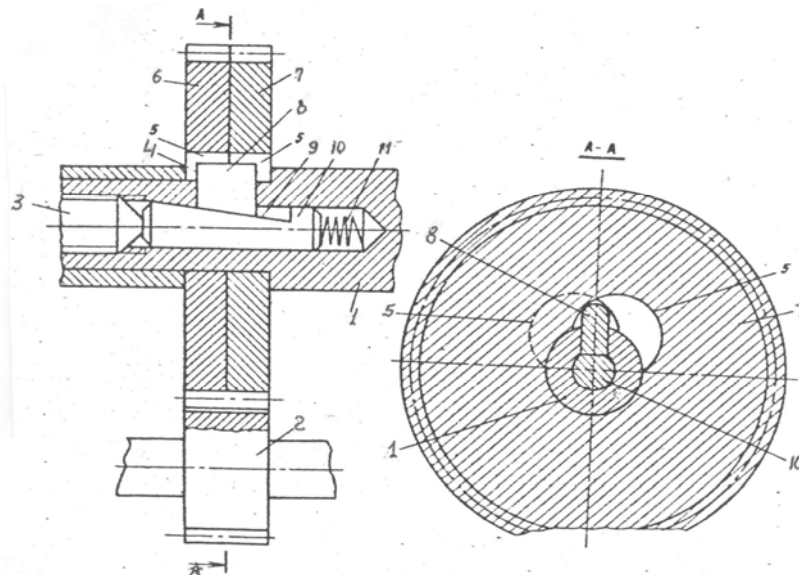


Рисунок 7 – Беззазорна зубчаста передача з автоматичною компенсацією зношування

На рис. 8 показано колесо з наповнювачем, яке утворює гідромумфт керованої жорсткості.

На валу 1 закріплено ведуче колесо, розташоване в корпусі 4. Корпус 4 заповнений технологічною речовиною, яка знаходиться між лопатками напівмуфти 3–8. Особливістю технологічної речовини є те, що вона змінює свою в'язкість в магнітному полі котушки 7. Електромагніт через магнітопровід створює концентрацію магнітного потоку, що проходить через технологічну речовину, змінюючи її в'язкість і жорсткість гідромумфти.

Змінюючи струм живлення котушки, забезпечують керування в'язкістю технологічної речовини і характеристикою муфти. Нова якість коліс, виготовлених у вигляді гвинтової передачі кочення, яка змінює передаточне відношення під дією технологічного навантаження показана на рис 9.

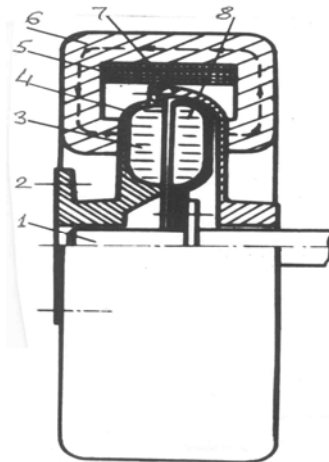


Рисунок 8 – Колесо з наповнювачем, яке утворює гідромфту керованої жорсткості

В циліндричному корпусі 8 установлені кільця 2–4, між якими установлені шарики 3. Вони обмежені кільцями і конічною робочою поверхнею гвинта 1. Кільця 2–4 через підшипник 5 замикаються пружиною 6.

В процесі роботи передачі, коли технологічне навантаження (P) не перевищує задану величину, передача працює у звичайному режимі. Шарики 3, перекочуючись по конічних робочих поверхнях гвинта 1, здійснюють передачу руху. Обертання гвинта 1 викликає поступальний рух корпуса 8 із заданою швидкістю.

При зростанні технологічного навантаження P за установлену межу, сила P розсуває шарики кільця 4, стискаючи пружину 6, переводить шарики 3 на більший радіус обкатки, знижуючи тим самим швидкість поступального руху корпуса 8. Регулювання пружини 6 здійснюється гвинтом 9, а максимальне стиснення пружини забезпечується втулкою 7.

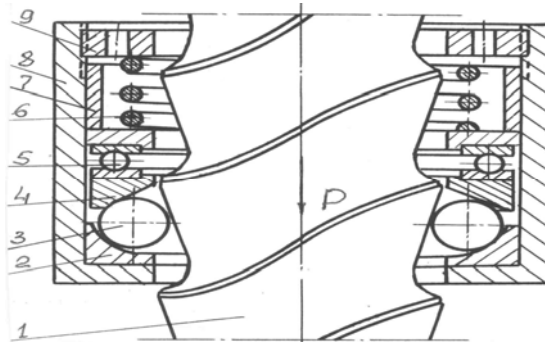


Рисунок 9 – Колеса у вигляді гвинтової передачі кочення для зміни передаточного відношення від технологічного навантаження

На рис. 10 показана конструкція ріжучого колеса, виконаного у вигляді голкофрези. Ріжучі голки закріплені гайкою 7 між втулками 4 – 6, встановленими на шпонках 3 – 5 на валі 1.

Голки 2 розташовані по всьому периметру інструменту з поступовим зменшенням діаметра від периферії до центру.

При обертанні вала 1 голки здійснюють обробку, знімаючи стружку з невеликим поперечним перерізом і високою якістю поверхні, виконуючи чорнову і чистову обробку.

На рис. 11 показана конструкція патрона, виконання функції якого засновано на взаємодії кругових шарикових обойм, які розташовані в пружному наповнювачі.

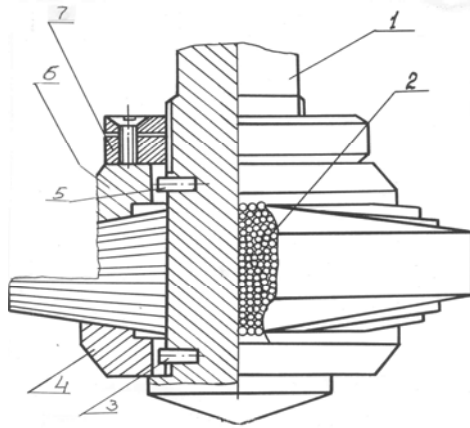


Рисунок 10 – Конструкція ріжучого колеса, виготовленого у вигляді голкофрези

В корпусі 1 розташовані шарикові обойми 3 і 4. Шарики малого діаметра мають скоси по циліндричній поверхні закріплюваного інструмента 7. При обертанні гайки 5 через втулку 6 шарикові обойми 4 – 5 пересуваються у осьовому напрямку, розклинюючи обойми і затискуючи інструмент 7.

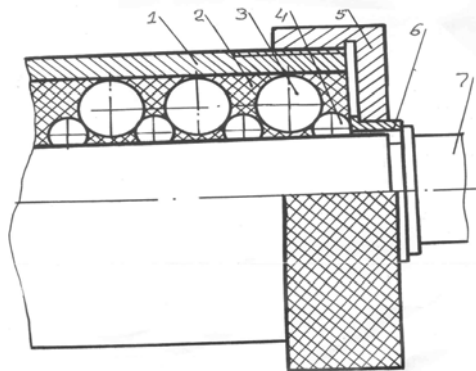


Рисунок 11 – Конструкція патрона з шариковою обоймою, розташованою в пружному наповнювачі

На рис. 12 показано шпindelний вузол, конструкція якого вирішує проблему управління величиною натягу підшипників в залежності від частоти обертання шпинделя. Така конструкція дозволяє знизити нагрівання, тертя і підвищити точність обробки.

Шпиндель 3 на підшипниках 1–2–10 установлений в корпусі 4. Попередній натяг підшипників здійснюється гайками 13 через тарілчасті пружини 11. В процесі роботи, коли відцентрові сили шариків 7 не перевищують сили попереднього стиснення пружини, підшипники працюють у звичайному режимі попереднього регулювання.

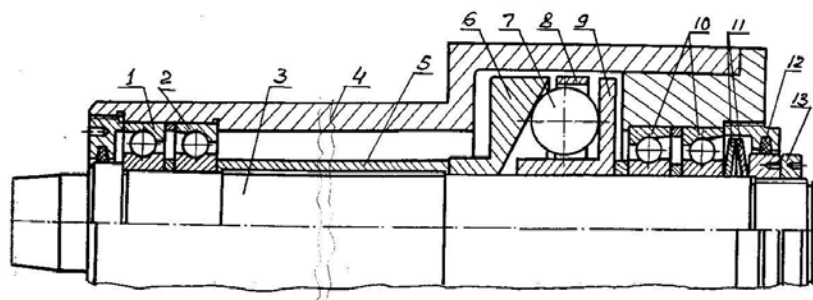


Рисунок 12 – Шпindelний вузол з регулюванням величини натягу підшипників

При роботі шпинделя на більших обертах відцентрова сила переміщує закріплені в сепараторі 8 шарики 7 по конічній поверхні кільця 6, переміщує кільце 9, яке, стискаючи пружини 11, зменшує попередній натяг підшипників. Зменшення частоти обертання шпинделя повертає систему у вихідне положення.

Дистанційну втулку 5 виготовляють із матеріалу з високим коефіцієнтом лінійного розширення для зниження натягу підшипників при нагріванні шпиндельного вузла.

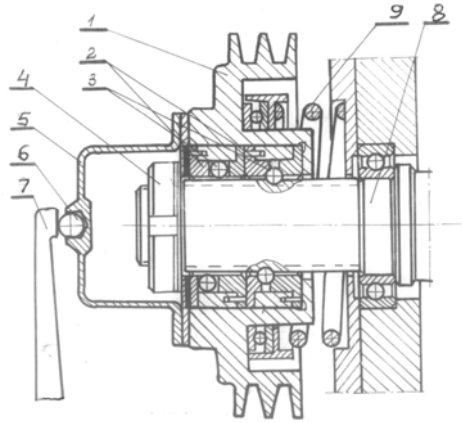


Рисунок 13 – Конструкція шків з управлінням циклом роботи машини

На рис 13 показана конструкція вимірювального колеса (шків). Ведучий шків 1 клинопасової передачі через шарики 3, гайки 2 несамогальмівної гвинтової передачі опирається на пружину 9 і передає оберти валу 8. На торці шківів 1 закріплена кришка 5 із шариком 6, яка знаходиться у взаємодії з важелем 7 системи керування.

Попереднє стиснення пружини виконується гайкою 4. При передачі крутного моменту, що не перевищує заданої величини, передача працює як звичайна, не проявляючи адаптивних властивостей. Збільшення крутного моменту до величини установленної межі, додатково стискає пружину 9 і через важіль 7 дає команду на зміну режиму роботи. Таким чином, вимірювальна система здійснює управління циклом роботи машини.

Система вимірювального кільця в сполученні з масою показана на рис. 14.

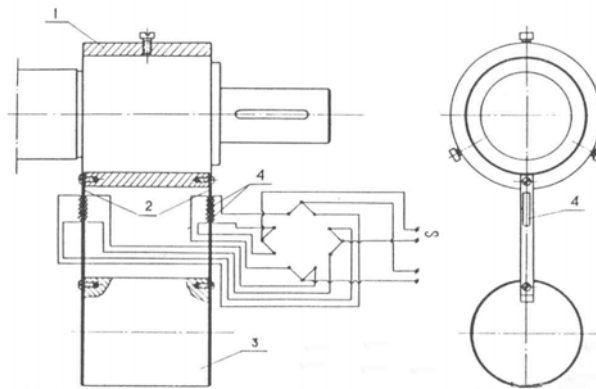


Рисунок 14 – Вимірювальне кільце для запису і відрахунку осьових коливань виконавчого органу

Кільце 1 закріплюється гвинтом на рухомому виконавчому органі верстата. На торцевих поверхнях плоских пружин 2 до кільця 1 закріплюється маса 3. На пружинах приклеєні датчики 4, з'єднані по схемі моста.

При виникненні осьових коливань, маса 3 буде продовжувати рівномірний рух і служити базою відрахунку і запису осьових коливань виконавчого органу, викликаних вібраціями процесу різання.

На рис. 15 показано найпростіший привід зворотно–поступального руху масляного насосу.

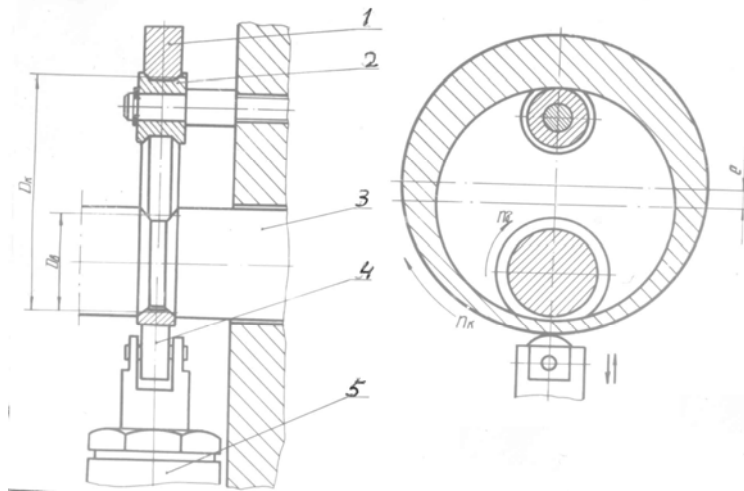


Рисунок 15 – Привід зворотно–поступального руху масляного насосу

Колесо 1 з ексцентричним отвором виконує функцію механізму перетворення обертowego руху в поступальний.

Ведучий вал 2 через перемінний поперечний переріз колеса 1 зв'язаний з роликом 4 привода поступального руху насоса 5. При обертанні вала 3 сили тертя приводить в обертання колеса 1.

Перемінний поперечний переріз колеса викликає зворотно–поступальний рух ролика 4 з плунжером насоса. Колесо 1 підтримується роликом 2. Продуктивність масляного насоса 5 визначається ексцентриситетом (e) колеса 1 і частотою обертання вала 3.

На рис. 16 показана конструкція привода масляного насоса з регульованою продуктивністю при постійній частоті обертання ведучого вала. Колесо 1 з ексцентричним отвором спрягається по конічних робочих поверхнях ведучих роликів 2 – 4. По зовнішній циліндричній поверхні обкочуються ролики 5, установлені на вилці 6, яка через вісь 7 з'єднана з плунжером 9 насоса 8. При обертанні роликів 2 – 4 обертається колесо 1 і, завдяки ексцентриситету отвору в ньому, передає плунжеру 9 зворотно–поступальний рух.

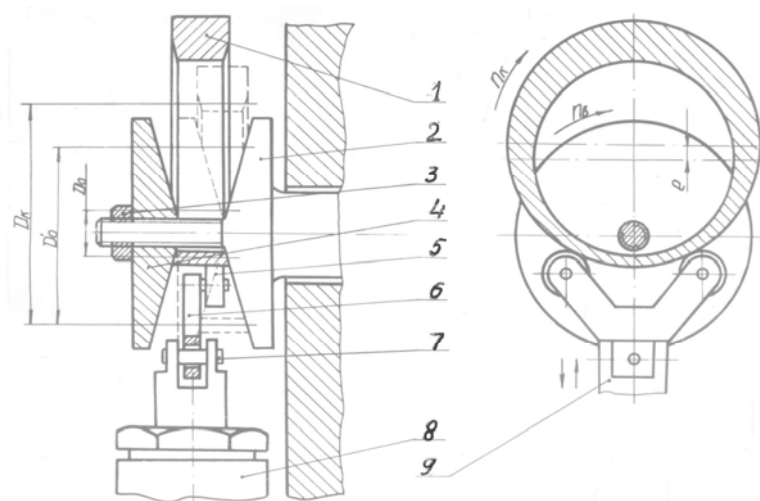


Рисунок 16 – Конструкція привода масляного насоса з регульованою продуктивністю

Для зміни частоти зворотно – поступальних рухів при постійній частоті обертання роликів 2 – 4 за допомогою гайки 3 роликів 2 – 4 зближуються.

В результаті область контакту колеса 1 переходить на більший радіус кілець 2 – 4. Частота зворотно – поступальних рухів при цьому зростає.

На рис. 17 показана конструкція струмознімального колеса. На обертаючому валу 6 з частотою n_6 знаходяться пластмасова втулка 4, в якій виконані монтажні пази з проводами. На втулці 4 знаходяться кільця 3, по яких при обертанні вала 6 перекочуються еластичні струмопровідні елементи 5. Ці елементи по великій площині контакту передають струм контактним кільцям 2 корпусу 1. Таким чином, здійснюється контактна (без ковзання) передача електричних сигналів з обертаючих валів.

На рис. 18 показана система зубчатих коліс ступінчатої коробки швидкостей привода верстата, яка вирішує проблеми зниження втрат при ступінчатому регулюванні швидкостей і підвищення продуктивності.

Досягається це тим, що ведучий і ведений вали установлені паралельно, а передаточне відношення ряду передач зв'язане наступною залежністю.

Під час роботи рух передається від ведучого валу 1 валу 17 через одну із передач 2–16, 4–15, 5–14, 7–13, 8–12, 10–11, які включаються за допомогою однієї з муфт 3,6 або 9. Вище зазначені зубчасті передачі зв'язані залежністю

$$\frac{1}{\varphi_k} < \frac{1}{\varphi_n} < \frac{1}{\varphi_m} < 1 < \varphi^m < \varphi^n < \varphi^k,$$

де m, n, k – показники степенів, зв'язані співвідношенням $m < n < k$.

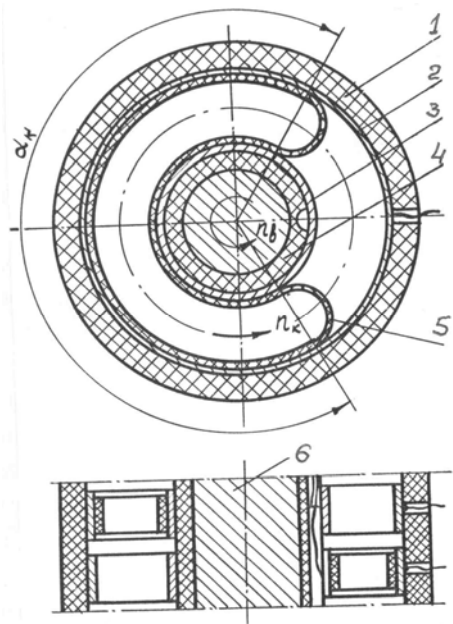


Рисунок 17 – Конструкція струмознімального колеса

Знаменник ряду (φ) узаконений ГОСТом і у верстатобудуванні може бути прийнятний:

$$\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0.$$

Таким чином, коробка забезпечує високу концентрацію швидкісних ступіней біля максимуму найбільше використовуваних частот обертання. Така коробка знижує втрати продуктивності, обумовлені ступінчастим регулюванням швидкостей.

Таке співвідношення дозволяє одержати симетричний ряд частот обертання відносно найчастіше використовуваної швидкісної ступені. Для спрощення конструкції на паралельних валах установлені зубчасті передачі, які включаються муфтами.

На рис. 19 показана система конічних коліс передаточного механізму, який вирішує проблему вимірювання і запису передаючого крутного моменту без струмозмінальних пристроїв.

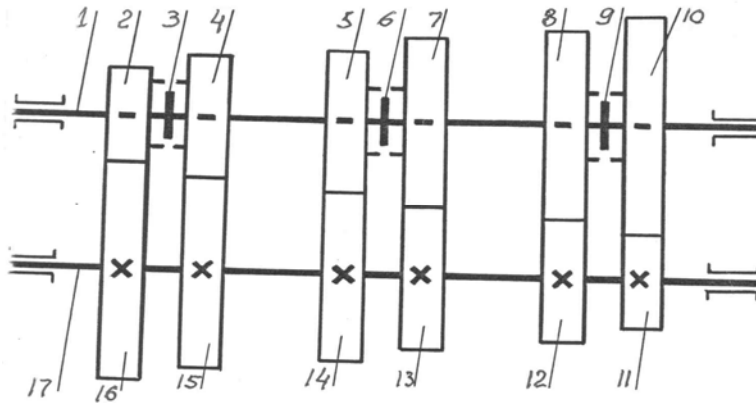


Рисунок 18 – Система зубчастих коліс ступінчатої коробки швидкостей

В корпусі 1, закритому кришкою 9, на підшипниках 5 установлено ведучий вал 3 з муфтою 2 і ведений вал 7. Вал 3 з валом 7 з'єднані через конічні колеса, що утворюють диференціальний механізм. Водило 6 диференціального механізму через пружну втулку 8 закріплено на кришці 9. До втулки 8 приклеєні вимірювальні датчики, з'єднані по схемі моста.

В процесі роботи механізму крутний момент навантаження пружно деформує втулку 8, а датчики вимірюють передаваний крутний момент.

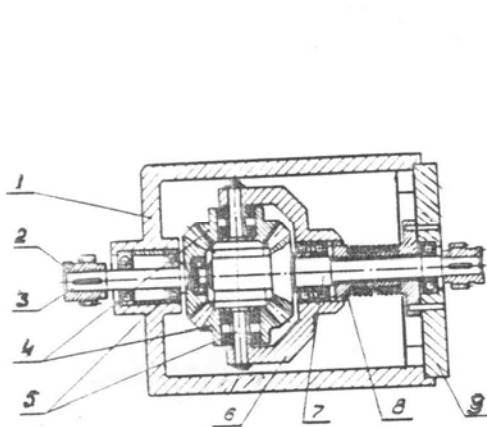


Рисунок 19 – Система конічних коліс із записом і вимірюванням крутного моменту

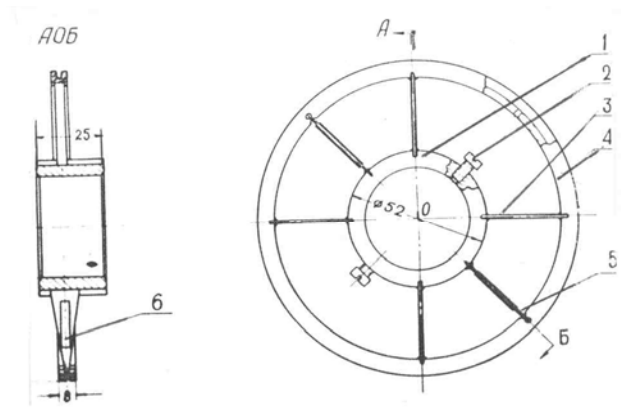


Рисунок 20 – Конструкція вимірювального колеса для визначення кутових прискорень

На рис. 20 показана конструкція вимірювального колеса кутових прискорень. Колесо вміщує ступицю 1, спиці 3, обід 4, вимірювальні пластини 5, на яких наклеєні датчики 6, з'єднані по мостовій схемі. Ступиця 1 закріплюється гвинтами 2 на валу. Вимірювальні пластини закріплені на ступиці 1 і вільно заходять в пази обода 4. Таким чином, здійснюється запис кутових прискорень.

На рис. 21 показана схема механізму перетворення обертового руху у зворотно – обертові рухи виконавчого органу машини.

На ведучому валу встановлене не кругле колесо (кулачок) 6, на який опирається важіль 5, зв'язаний з колесом 4. Колесо 4 зв'язано з рейкою 3, яка притискується пружиною 1.

При обертанні кулачка 6 через важільну систему, колесо 4 і рейкову передачу 3 – 2 зворотно – обертовий рух одержує виконавчий орган, зв'язаний з колесом 2.

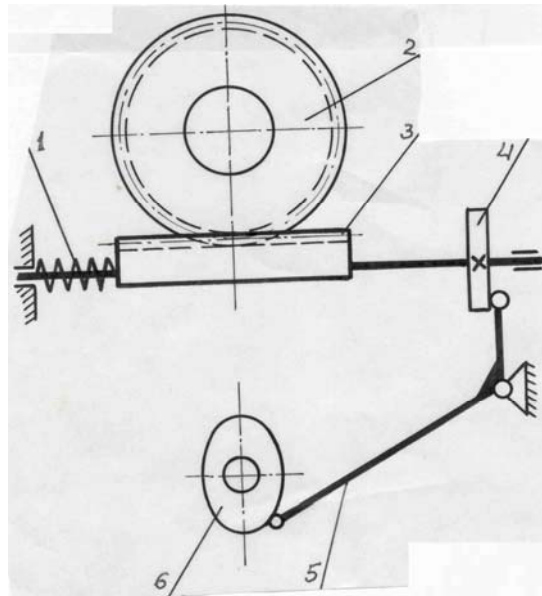


Рисунок 21 – Схема механізму перетворення обертового руху у зворотно-обертовий

На рис. 22 показано механізм одностороннього гальмування в шліцевій передачі вал – колесо. Під час руху вала 1 вправо, ролики 3, які притискуються пружним кільцем 4, перекочуються по шліцевих канавках і не перешкоджають цьому руху. При зворотному русі ролики 3 заклинюються на конічній поверхні ступиці 2 колеса 4 і припиняють рух.

На рис.23 показано механізм перетворення обертового руху в осьові коливання вала. На валу 3 закріплено стержень 7, зв'язаний з кільцем 4 двостороннього упорного підшипника, встановленого в корпусі 1.

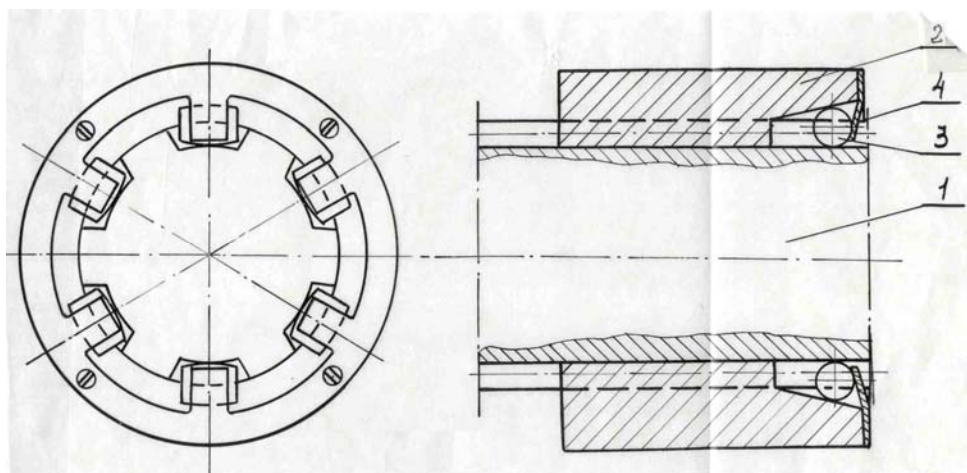


Рисунок 22 – Механізм одностороннього гальмування в шліцевій передачі вал – колесо

Вал 3 встановлено в корпусі 1 на підшипниках 2.

При обертанні вала ексцентрично розташовані упорні підшипники 4 передають валу 3 через стержень 7 осьові коливання.

Для регулювання ексцентриситету (e) і амплітуда коливань встановлена черв'ячна передача 6, яка повертає кільце 5.

Останнім часом до сільськогосподарської техніки пред'являються все більші вимоги по якості, точності і надійності.

При конструюванні нової сільгосптехніки використовуються нові розробки, нові конструкції окремих вузлів і механізмів.

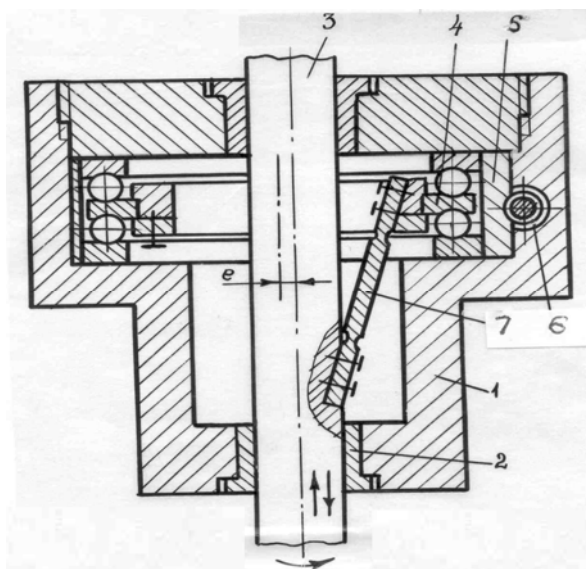


Рисунок 23 – Механізм перетворення обертового руху в осьові коливання вала

Саме на це направлені матеріали даної статті. Автори статті публікують останні розробки і патентні матеріали. Вони підібрані таким чином, щоб їх можна було максимально використати у сільськогосподарському машинобудуванні.

Жодний механізм, жодна машина не обходиться без використання коліс. І в залежності від призначення, від виду виконуваних робіт, колеса одержують різну конструкцію і різне функціональне призначення.

Відомо, що у сільгоспмашинах застосовують механізми, які приводять в рух виконавчі органи із використанням обертових, зворотно – поступальних і зворотно – обертових рухів.

На думку авторів деякі механізми приведені в статті могли б ефективно застосовуватись у збиральних і переробних сільськогосподарських машинах.

Список літератури

1. Тверской М. М., Полетаев В. А. Автоматическая стабилизация крутящего момента при сверлении глубоких отверстий малого диаметра. // Станки и инструмент.– 1968.– №8.
2. А. с. 251341 СССР. Механизм управления подачей по крутящему моменту / В. М. Пестунов (СССР).– опубл. 26.08.76, Бюл. №27.
3. А. с. 619742 СССР. Механический усилитель мощности / В.М. Пестунов, Ю.В. Лебедев (СССР).– опубл. 15.08.78, Бюл. №30.

В. Пестунов, О. Стеценко

Конструктивные решения колесных механизмов сельскохозяйственных и других технологических машин

В статье приводятся конструкции механизмов с использованием колес, проведен анализ и дана рекомендация использования их в сельхозмашинах и металлорежущих станках.

V. Pestunov, O. Stecenko

The Constructive Decisions of Wheel Mechanisms in Agricultural Machines and Other Manufacturing Equipment

In the article designs of wheel mechanisms are given, the analysis is carried out and the guidelines for their usage in agricultural machines and metal-cutting equipment are given.

Одержано 13.10.09

УДК 621.878.25

С.А. Карпушин, доц., канд. техн. наук, О.В. Яцун, студ.

Кировоградский национальный технический университет

Оценка эффективности новых технических и технологических решений при возведении мелиоративных сооружений скреперами

В статье представлена методика оценки эффективности использования землеройных, мелиоративных машин. Рассмотрен конкретный случай, когда рабочий орган скрепера оборудован новой, в сравнении с традиционной конструкцией – передней «глубокой» заслонкой, задней стенкой с «отвальной» поверхностью и ступенчатой ножевой системой, а сам технологический процесс заполнения ковша осуществляется в несколько этапов.

экономическая эффективность, скрепер, рабочий орган, заслонка, ножевая система, показатель, производительность, материалоемкость, энергоёмкость

Для оценки эффективности и эксплуатационных свойств землеройных и мелиоративных машин предложен ряд различных показателей [1-3]. Интерес представляет методика определения эффективности использования машины в случае комплексного применения различных, новых конструктивных и технологических решений рабочего органа и самого технологического рабочего цикла. К примеру, оценка эффективности предлагаемых в комплексе новых технологического решения – способ заполнения ковша скрепера в две стадии и технических решений рабочего органа скрепера, оборудованного ступенчатой ножевой системой (НС) с выступающими ножами и боковыми косынками, может быть осуществлена путём использования показателей целевого назначения: сопротивление грунта копанию (P_k); вес набранного в ковш грунта (G_{zp}); удельная энергоёмкость копания (P_k/G_{zp}); работа процесса копания (A_k); производительность (Π_{mex}); материалоемкость (G_{yd}); энергоёмкость (N_{yd}); обобщённый показатель (Π_{NG}) [2].

Данные для расчёта указанных показателей получены теоретическим и экспериментальным путём в лабораторных и полевых условиях [4-7].

Производительность машины, являясь наиболее важным показателем оценки технического уровня машины, зависит от степени снижения общего сопротивления грунта копанию P_k [1, 8]. Для условий проведения лабораторных экспериментальных исследований по отработке рациональной конструкции ножевой системы ($L_{kon}=\text{const}$)

В статье приводятся конструкции механизмов с использованием колес, проведен анализ и дана рекомендация использования их в сельхозмашинах и металлорежущих станках.

V. Pestunov, O. Stecenko

The Constructive Decisions of Wheel Mechanisms in Agricultural Machines and Other Manufacturing Equipment

In the article designs of wheel mechanisms are given, the analysis is carried out and the guidelines for their usage in agricultural machines and metal-cutting equipment are given.

Одержано 13.10.09

УДК 621.878.25

С.А. Карпушин, доц., канд. техн. наук, О.В. Яцун, студ.
Кировоградский национальный технический университет

Оценка эффективности новых технических и технологических решений при возведении мелиоративных сооружений скреперами

В статье представлена методика оценки эффективности использования землеройных, мелиоративных машин. Рассмотрен конкретный случай, когда рабочий орган скрепера оборудован новой, в сравнении с традиционной конструкцией – передней «глубокой» заслонкой, задней стенкой с «отвальной» поверхностью и ступенчатой ножевой системой, а сам технологический процесс заполнения ковша осуществляется в несколько этапов.

экономическая эффективность, скрепер, рабочий орган, заслонка, ножевая система, показатель, производительность, материалоемкость, энергоёмкость

Для оценки эффективности и эксплуатационных свойств землеройных и мелиоративных машин предложен ряд различных показателей [1-3]. Интерес представляет методика определения эффективности использования машины в случае комплексного применения различных, новых конструктивных и технологических решений рабочего органа и самого технологического рабочего цикла. К примеру, оценка эффективности предлагаемых в комплексе новых технологического решения – способ заполнения ковша скрепера в две стадии и технических решений рабочего органа скрепера, оборудованного ступенчатой ножевой системой (НС) с выступающими ножами и боковыми косынками, может быть осуществлена путём использования показателей целевого назначения: сопротивление грунта копанию (P_k); вес набранного в ковш грунта (G_{zp}); удельная энергоёмкость копания (P_k/G_{zp}); работа процесса копания (A_k); производительность (Π_{mex}); материалоемкость (G_{yd}); энергоёмкость (N_{yd}); обобщённый показатель (Π_{NG}) [2].

Данные для расчёта указанных показателей получены теоретическим и экспериментальным путём в лабораторных и полевых условиях [4-7].

Производительность машины, являясь наиболее важным показателем оценки технического уровня машины, зависит от степени снижения общего сопротивления грунта копанию P_k [1, 8]. Для условий проведения лабораторных экспериментальных исследований по отработке рациональной конструкции ножевой системы ($L_{kon}=\text{const}$)

вес набираемого в ковш грунта в зависимости от той или иной ножевой системы практически не изменяется (до 2%), что исключает $G_{зр}$ из системы показателей для оценки эффективности и не позволяет обоснованно подходить к определению производительности машины $\Pi_{мех}=f(НС)$.

Оценка эффективности применения на скрепере НС с выступающими ножами и боковыми косынками, в данном случае, может быть установлена по соответствующему показателю, который может быть представлен в виде коэффициента эффективности, учитывающего эффект снижения сил сопротивления грунта копанью [1, 2, 8]

$$k_{эф.Рк} = 1 - \frac{P_2}{P_1},$$

где P_2 - сопротивление грунта копанью рабочим органом с исследуемой ножевой системой;

P_1 - то же рабочим органом традиционного типа.

Тогда производительность скрепера оборудованного различными ступенчатыми ножевыми системами может быть определена [1]:

$$\Pi_{ин} = (1 + k_{э.н})\Pi_{мп},$$

где $k_{э.н}$ - коэффициент, учитывающий изменение производительности машины в условиях изменения сопротивления грунта копанью, полученный на основании статистических экспериментальных данных различных исследователей;

$\Pi_{мп}$ - производительность машины с рабочим органом традиционного типа (ножевая система с одним выступающим ножом, составляющим 0,5 ширины ковша).

Согласно исследований докт. техн. наук, профессора Л.А. Хмары величина коэффициента $k_{э.н}$ может быть определена из уравнений регрессии [8]:

– для песка $k_{э.н} = 0,078 + 0,683k_{эф.Рк} - 0,068k_{эф.Рк}^2 - 0,032k_{эф.Рк}^3$;

– для супеси $k_{э.н} = 0,064 + 1,53k_{эф.Рк} - 6,79k_{эф.Рк}^2 + 16,21k_{эф.Рк}^3 - 12,28k_{эф.Рк}^4$;

– для суглинка $k_{э.н} = 0,102 + 0,5k_{эф.Рк} + 0,053k_{эф.Рк}^2$;

– для глины $k_{э.н} = 0,147 + 0,215k_{эф.Рк} + 0,43k_{эф.Рк}^2$.

Результаты расчёта технической производительности $\Pi_{мех}$ для исследуемых ножевых систем (конструктивные схемы исследуемых ножевых систем приведены в табл.1) при дальности транспортирования $L_{мп}=1000$ м представлены в виде графиков на рис. 1.

Анализ графиков (см. рис. 1) показывает, что производительность скрепера максимальна при оборудовании ковша НС, обеспечивающей наибольшее снижение сопротивления грунта копанью – 8-12% (ножевая система с двумя выступающими ножами и боковыми косынками). В сравнении с традиционной ножевой системой производительность машины выше на 13-16%.

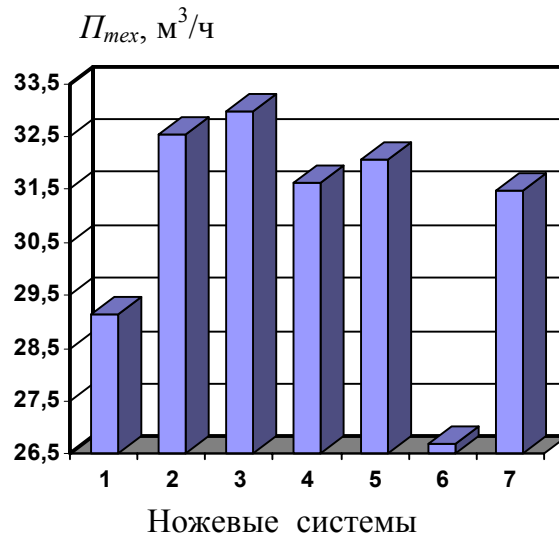
Остальные частные показатели оценки эффективности применения НС с ВН и БК сведены в табл. 1.

Как видно из данных расчёта (см. табл. 1), оборудование РО НС с двумя ВН и БК ведёт к снижению таких показателей, как работа (на 11-13%), энергоёмкость (на 11-15%), материалоемкость (на 13-16%) при повышении производительности (на 13-16%).

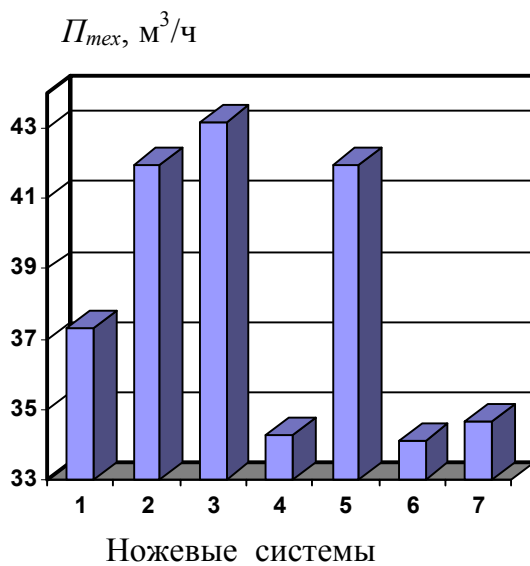
Для оценки эффективности комплексного применения нескольких интенсификаторов (в виде конструктивных решений НС, передней заслонки, задней стенки и технологических параметров процесса заполнения ковша в две стадии) могут

быть использованы показатели, представленные в табл. 2.

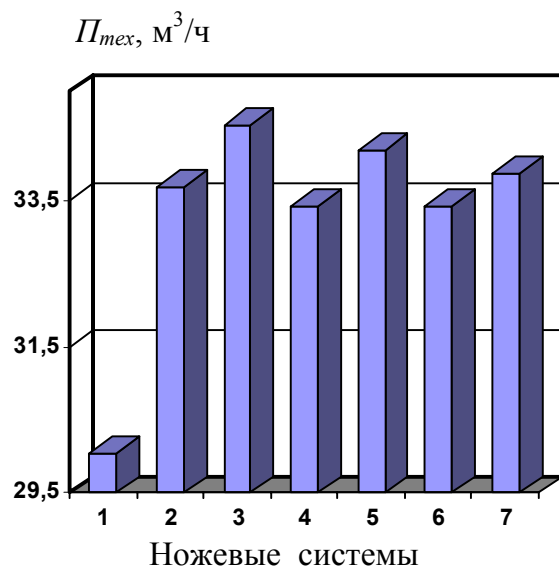
Из анализа данных (см. табл. 2) следует, что комплексное усовершенствование РО и технологии процесса заполнения ковша способствует повышению производительности скрепера Π_{mex} на 17-25% при дальности транспортирования $L_{mp} = 1000\text{м}$. Показатель материалоемкости скрепера $G_{y\delta}$ при этом снижается на 10-14%, энергоёмкости процесса набора грунта $N_{y\delta}$, на 15-18%.



а)



б)










в)

а – песчаный грунт I категории; б – супесь II категории; в – суглинок III категории;

1-7 – НС (см. табл.1)

Рисунок 1 – Техническая производительность скрепера ДЗ-87-1 при различных конструкциях ступенчатых НС, $L_{mp}=1000\text{м}$, $F_{сmp}=\text{const}$

Таблица 1 - Система основных показателей оценки эффективности применения ступенчатых ножевых систем в условиях традиционного ведения скреперных работ

№ п/п	Показатель	Обозначение	Ножевые системы							Условие оптимизации параметров РО
										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Коэффициент неоднородности распределения плотности грунта (по ширине B)	k_n^*	1,11	1,017	1,006	1,048	1,03	1,084	1,003	$k_n \rightarrow \min$
2	Сопrotивление копанью, кН:									
	-песок	P_k	47,878	45,174	44,054	47,329	46,228	48,158	47,664	$P_k \rightarrow \min$
	-супесь	P_k	55,627	52,834,1	50,655	56,294	52,843	56,357	55,899	
	-суглинок	P_k	143,245	37,754	129,724	140,577	132,895	140,461	136,2	
3	Удельное сопротивление копанью, при $h=\text{const}$ ($L_{\text{кон}}=0,135$ м кН/м ²):	$P_{y\partial} = \frac{P_k}{F_{\text{сmp}}}$								$P_{y\partial} \rightarrow \min$
	-песок	$P_{y\partial}$	178,11	168,05	163,88	176,07	178,97	179,15	177,31	
	-супесь	$P_{y\partial}$	206,94	196,54	188,44	209,42	196,58	209,65	209,95	
	-суглинок	$P_{y\partial}$	532,88	512,45	482,58	522,95	494,38	522,52	506,67	
4	Вес набранного грунта, Н:									$G_{sp} \rightarrow \max$
	-супесь	G_{sp}^*	74,4	75,2	75,5	75,1	75,15	74,6	75,25	
	-суглинок	G_{sp}^*	81,8	82,95	83,4	82,7	82,75	82,4	83,05	
5	Вес машины	G	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	$G \rightarrow \min$

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6	Вес скреперного оборудования	$G_{ск}$	43,36	43,36	43,36	43,36	43,36	43,36	43,36	$G_{ск} \rightarrow \min$
7	Удельная энергоёмкость заполнения РО: -супесь -суглинок	$P_{к.уд} = \frac{P_{к}}{G_{зр}}$	0,748 1,75	0,703 1,661	0,671 1,555	0,75 1,7	0,703 1,61	0,755 1,705	0,743 1,64	$P_{к.уд} \rightarrow \min$
8	Работа процесса копания, Дж: -супесь -суглинок	$A_{к} = \int_0^{L_{кон}} P_{к} L_{кон}$	43 100	41 89	37,8 88	42,2 94,5	39,8 92,5	45 109,5	42,6 91	$A_{к} \rightarrow \min$
9	Техническая производительность, $L_{тр} = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$: -песок -супесь -суглинок	$\Pi_{мех} = \frac{3600Vk_{н}}{k_{р}t_{ч}}$	29,13 37,293 30,05	32,52 41,95 33,69	32,96 43,15 34,53	31,62 34,27 33,42	32,07 41,95 34,19	26,71 34,12 33,42	31,489 34,65 33,87	$\Pi_{мех} \rightarrow \max$
10	Материалоёмкость, $L_{тр} = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$: -песок -супесь -суглинок	$G_{уд} = \frac{G}{\Pi_{мех}}$	4,041 3,157 3,917	3,62 2,81 3,49	3,57 2,73 3,41	3,72 3,44 3,52	3,67 2,81 3,44	4,41 3,45 3,52	3,74 3,39 3,48	$G_{уд} \rightarrow \min$
11	Энергоёмкость, кВт ч/м ³ : -песок -супесь -суглинок	$N_{уд} = \frac{N_{е}}{\Pi_{мех}}$	4,16 3,25 4,04	3,73 2,89 3,6	3,68 2,81 3,51	3,84 3,54 3,63	3,78 2,89 3,55	4,54 3,56 3,63	3,85 3,5 3,58	$N_{уд} \rightarrow \min$

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
12	Обобщённый показатель энергоёмкости материалоемкости: -песок -супесь -суглинок	по и $P_{NG} = \frac{N_e G}{P_{mex}^2}$ $P_{NGP} = \frac{N_e G P_{mex}}{P_{mex}^2 k_6}$	576,7	516,58	509,69	531,3	5233,8	6228,9	533,5	$P_{NG} \rightarrow \min$
			450,5	400,46	389,3	490,2	400,47	492,36	484,8	
			559,05	498,64	486,5	502,67	491,35	502,7	495,9	
			16,82	13,5	13,14	14,28	13,88	20,02	14,4	
			10,27	8,11	7,67	12,16	8,11	12,27	11,89	
			15,81	12,58	11,98	12,78	12,22	12,78	12,42	

Примеч.: – * Коэф. неоднородности распределения плотности и вес набранного в ковш грунта получены экспериментально в лабораторных условиях. Величины, входящие в приведенные формулы, имеют следующие обозначения: F_{cmp} – площадь вырезаемой стружки, м²; L_{kop} – длина пути копания, м; V – объём грунта в ковше, м³; k_n – коэффициент наполнения; k_p – коэффициент разрыхления; G – вес металлоконструкции скреперного агрегата, Н; N_e – мощность двигателя, кВт; k_6 – коэффициент использования по времени; t_i – время i -той составляющей цикла, с; P_9 – эксплуатационная производительность, м³/ч; C_{y0} – себестоимость продукции, грн; k_{y0} – удельные капиталовложения.

Таблица 2 - Сравнительный анализ показателей процесса копания РО скрепера при двухстадийном и традиционном способах заполнения ковша

№ п/п	Показатель	Обозн.	Заполнение ковша в две стадии $V = 5,8 \text{ м}^3$	Традиционный процесс $V = 4,5 \text{ м}^3$
1	Соппротивление копаню: на I стадии заполнения на II стадии заполнения	$P_{к1}$ $P_{к2}$	35000 35000	– 35000
2	Объём набранного в ковш грунта, м^3	V	5,8	4,5
3	Техническая производительность, $\text{м}^3/\text{час}$ $L_{тр} = 1000\text{м}.$: – песок – супесь – суглинок	$P_{мех}$ $P_{мех}$ $P_{мех}$	34,66 45,49 37,56	29,13 37,293 30,05
4	Материалоёмкость, $\text{кН ч}/\text{м}^3$, $L_{тр} = 1000\text{м}.$: – песок – супесь – суглинок	$G_{уд}$ $G_{уд}$ $G_{уд}$	3,58 2,73 3,3	4,041 3,157 3,917
5	Мощность двигателя тягача, кВт	N_e	121,3	121,3
6	Энергоёмкость, $\text{кВт ч}/\text{м}^3$ – песок – супесь – суглинок	$N_{уд}$ $N_{уд}$ $N_{уд}$	3,49 2,66 3,22	4,16 3,253 4,04
7	Обобщённый показатель по энергоёмкости и материалоёмкости: – песок – супесь – суглинок – песок – супесь – суглинок	P_{NG} P_{NG} P_{NG} $P_{NG\Pi p}$ $P_{NG\Pi p}$ $P_{NG\Pi p}$	5,03 2,92 4,28 218,25 166,29 201,39	16,82 10,27 15,81 576,7 450,5 559,05

Список літератури

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. - М.: Транспорт, 1993. - 383 с.
2. Машины для земляных работ / Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А., Войцеховский Р.И., Ульянов Н.А. - М.: Машиностроение, 1972. - 504 с.
3. Хмара Л.А., Соколов И.А., Карпушин С.А. Аналитическое определение сопротивления грунта копанию рабочим органом скрепера, оборудованным ножевой системой с выступающими ножами и боковыми косынками // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСиА. – 1999. – №9. – С. 49-59.
4. Хмара Л.А., Деревянчук М.И., Карпушин С.А. Исследование процесса копания грунта скрепером при двухстадийной технологии загрузки ковша // Интенсификация рабочих процессов строительных машин. - Днепропетровск: ПГАСиА. - 1998. - С. 44-51.
5. Хмара Л.А., Карпушин С.А. Математическое моделирование процесса заполнения грунтом ковша скрепера в две стадии // Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Вып. 10. - Днепропетровск: ПГАСиА. - 2000. - С. 43-53.
6. Карпушин С.А. К вопросу оптимизации рациональных технологических параметров процесса заполнения ковша скрепера в две стадии // Вісник академії ПДАБА. – 2000. - № 1. - С. 21-26.
7. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ. – К.: Будівельник, 1988. – 152 с.

С. Карпушин, О. Яцун

Оцінка ефективності нових технічних і технологічних рішень при зведенні меліоративних споруд скреперами

В статті представлена методика оцінки ефективності використання землерийних, меліоративних машин. Розглянуто конкретний випадок, коли робочий орган скрепера обладнаний новою, в порівнянні з традиційною конструкцією – передньою «глибокою» заслінкою, задньою стінкою з «відвальною» поверхнею і східчастою ножевою системою, а сам технологічний процес заповнення ковша здійснюється в декілька етапів.

S. Karpushin, O. Yatsun

Estimation of efficiency of new technical and technological decisions at erection of reclamative buildings dragshovels

The method of estimation of efficiency of the use of earth-moving, reclamative machines is presented in the article. A concrete case is considered, when the working organ of dragshovel is equipped new, by comparison to a traditional construction – front «deep» wall, back wall with a «turn» surface and step knife system, and the technological process of filling of scoop is carried out in a few stages.

Одержано 23.11.09

УДК 007.52

І.І.Павленко, проф., д-р техн. наук, М.О.Годунко, пров. фах.
Кіровоградський національний технічний університет

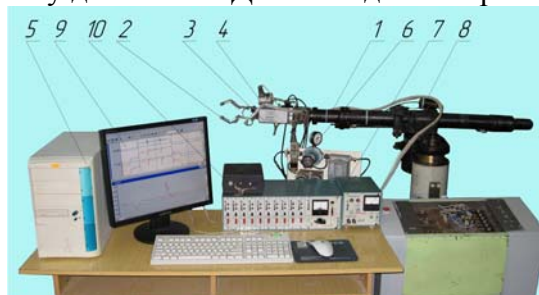
Експериментальні динамічні дослідження сил затиску захватних пристроїв промислових роботів

У даній статті описано експериментальні динамічні дослідження сил затиску захватних пристроїв промислових роботів, які підтверджують правильність раніше виконаних теоретичних розрахунків. Також у статті показано графіки, що виводились на монітор комп'ютера при вимірюванні сил затиску для горизонтального руху руки робота та побудовано експериментальні і розрахункові криві відповідних залежностей.

захватні пристрої, експеримент, промислові роботи

Конструктивне розміщення захватного пристрою в кінці кінематичного ланцюга робота вимагає виконання точних силових розрахунків з метою забезпечення гарантованого утримування транспортованої деталі при мінімальних масо-габаритних параметрах захвату.

Авторами статті розроблено методику розрахунку силових навантажень за допомогою визначення мінімально необхідних сил затиску [1, 2, 3]. Для перевірки результатів теоретичних розрахунків необхідних сил затиску виконана розробка схеми та методика динамічних експериментальних досліджень. Ці експерименти проводились на діючому промисловому роботі «Бриг-10», де мало місце маніпулювання об'єктом затиску (деталлю) в просторі. Це забезпечувало дію на захватний пристрій робота сили ваги G деталі, сили інерції I та відповідно сил тертя F , що повністю співпадають з теоретичними дослідженнями. В дослідженнях контролювались такі параметри: величини необхідних сил затиску (P), прискорення рухів руки робота (a), тиск в приводі захватного пристрою під час переміщення руки робота (p). Вимірювання необхідних сил затиску проводились на горизонтально розміщеному захватному пристрої, при різних значеннях кута призми α і кута розміщення вершини призми φ , та різних напрямках руху руки робота. Експериментальна установка (рис.1) складалася з промислового робота, блоку датчиків «БДЛУ1-3» для вимірювання лінійних



1 – промисловий робот «Бриг-10»; 2 – експериментальний захватний пристрій; 3 – датчик для вимірювання лінійних прискорень «БДЛУ 1-3»; 4 – датчик тиску; 5 - комп'ютер; 6 – редукційний клапан; 7 – тензостанція «ТОПАЗ»; 8 – блок живлення «АГАТ»; 9 – монітор; 10 – блок живлення

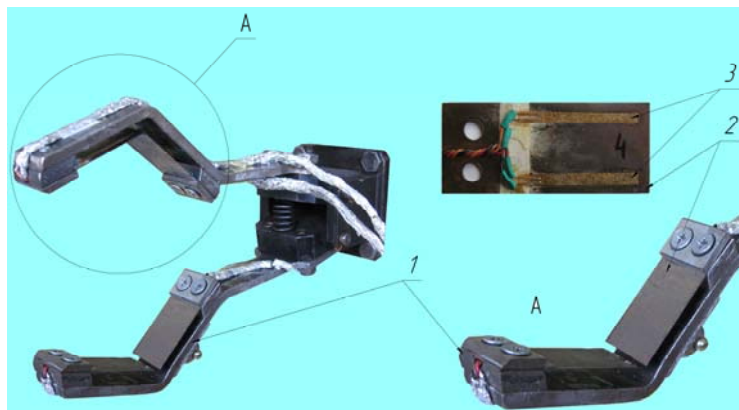
Рисунок 1 – Експериментальна установка для дослідження сил затиску в захватному пристрої промислового робота

прискорень (для визначення сил інерції), до якого було підключено спеціальний блок живлення. До руки промислового робота кріпився експериментальний захватний пристрій, розроблений для визначення сил затиску в процесі маніпулювання деталлю.

Ще одним елементом експериментальної установки для вимірювання сил затиску в динаміці слугував датчик тиску (мод. П-15Б) 4, який показував зміну робочого тиску в приводі захватного пристрою. Для виводу та обробки отриманих даних, використовувався персональний комп'ютер із встроєним алфавітно-цифровим перетворювачем L264. Сигнал з датчиків підсилювався тензостанцією «Топаз», джерелом живлення якої слугував блок живлення «Агат». Усі дані з АЦП виводились на монітор комп'ютера у вигляді осцилограм. Розрахований допустимий тиск в приводі захватного пристрою встановлювався редукційним клапаном.

В конструкцію експериментального захватного пристрою (рис.2) входили спеціально розроблені затискні призми із затискними елементами, в якості яких виступали пластини із пружинної сталі (65Г), на які були наклеєні тензорезистори.

В даних експериментальних дослідженнях одним із факторів, який впливає на зміну сил затиску захватного пристрою в динаміці, є сила інерції. Дана сила виникає при переміщенні руки робота з певним прискоренням, а також змінює свій напрямок дії відповідно до руху робота. Тому затискні елементи призм захвата в процесі роботи можуть сприймати різне навантаження, яке певним чином залежить від напрямку дії сили інерції.



1 – затискні призми; 2 – затискні елементи; 3 – тензорезистори

Рисунок 2 – Конструкція експериментального захватного пристрою

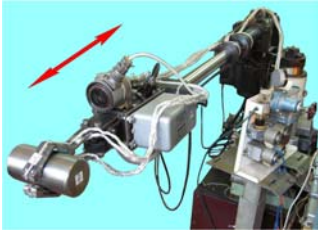





Дана сила залежить від маси утримуваної захватним пристроєм деталі та лінійного прискорення переміщення. Для того, щоб достатньо точно виміряти лінійне прискорення, було вирішено використати акселерометр компенсаційного типу «БДЛУ 1-3» (див.рис.1. При переміщенні руки робота змінювалась напруга в датчику (БДЛУ), яка подавалась на АЦП, оцифровувалась, оброблювалась і виводилась на монітор комп'ютера у вигляді осцилограми. В табл 1 показано експериментальні установки по трьох серіях дослідів.

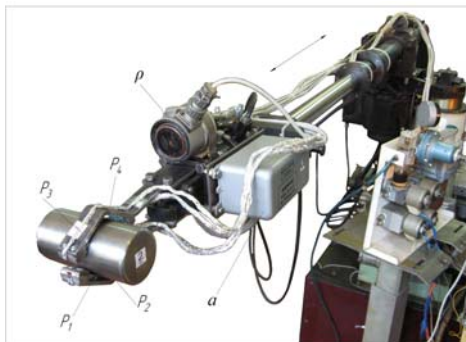
Результати експериментальних досліджень виводились на монітор комп'ютера у вигляді графіків (рис.3).

В таблиці 2 наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень при горизонтальному розміщенні експериментального захватного пристрою та горизонтальному руху руки робота.

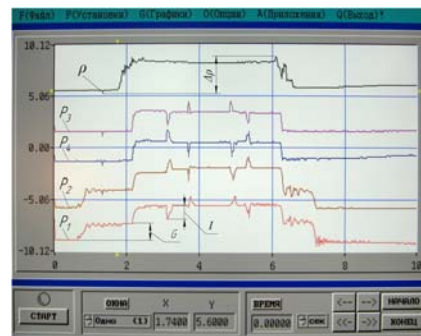
По отриманих даних для деяких експериментів побудовані графіки (рис.4), де суцільною лінією представлені розрахункові залежності, а пунктиром – експериментальні.

Таблиця 1 – Експериментальні установки

№ досл.	Напрямок руху руки робота	Загальний вид дослідної установки	Експериментальний захватний пристрій
1	Горизонтальний		
2	Вертикальний		
3	Поворот		



а)



б)



в)

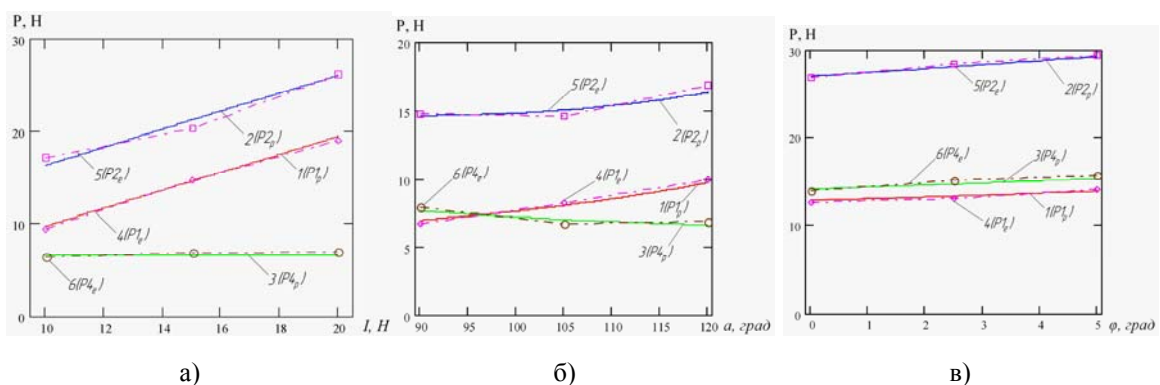
а) – дослідна установка з позначенням сил затиску; б) – осцилограми зміни сил затиску та тиску в приводі захвату; в) – осцилограми прискорення

Рисунок 3 – Експериментальні дослідження при горизонтальному русі руки робота

З приведених даних також отримано повне підтвердження правильності виконаних розрахунків.

Таблиця 2 - Результати теоретичних та експериментальних досліджень по першій серії дослідів

№ експ	Вихідні дані					Експериментальні дані			Розрахункові дані		
	G, Н	α, град	φ, град	β, град	f	P1 _е	P2 _е	P4 _е	P1 _р	P2 _р	P4 _р
1	10	90	0	90	0,1	6,50	13,50	7,10	6,428	13,499	7,071
2			2,5	90	0,1	6,73	14,15	7,46	6,673	14,046	7,373
3			5	90	0,1	7,03	14,75	7,78	6,95	14,611	7,66
4		105	0	90	0,1	7,34	13,69	6,42	7,266	13,569	6,302
5			2,5	90	0,1	7,73	14,38	6,75	7,628	14,282	6,655
6			5	90	0,1	8,14	15,17	7,19	8,043	15,037	6,994
7		120	0	90	0,1	8,62	14,32	5,82	8,524	14,297	5,774
8			2,5	90	0,1	9,18	15,39	6,34	9,083	15,288	6,204
9			5	90	0,1	9,82	16,45	6,73	9,742	16,365	6,623
10	15	90	0	90	0,1	9,72	20,39	10,77	9,642	20,249	10,607
11			2,5	90	0,1	10,19	21,18	11,15	10,009	21,068	11,059
12			5	90	0,1	10,50	22,10	11,50	10,425	21,916	11,491
13		105	0	90	0,1	11,19	20,45	9,54	10,9	20,353	9,454
14			2,5	90	0,1	11,54	21,52	10,15	11,442	21,424	9,982
15			5	90	0,1	12,17	22,65	10,58	12,065	22,556	10,491
16		120	0	90	0,1	12,88	21,59	8,76	12,785	21,446	8,66
17			2,5	90	0,1	13,72	23,32	9,46	13,625	22,9325	9,306
18			5	90	0,1	14,67	24,62	10,02	14,613	24,547	9,935
19	20	90	0	90	0,1	12,98	27,14	14,25	12,865	26,999	14,142
20			2,5	90	0,1	13,46	28,16	14,83	13,345	28,091	14,746
21			5	90	0,1	14,04	29,32	15,41	13,901	29,222	15,321
22		105	0	90	0,1	14,62	27,23	12,72	14,533	27,138	12,605
23			2,5	90	0,1	15,35	28,66	13,49	15,256	28,565	13,309
24			5	90	0,1	16,16	30,14	14,18	16,087	30,075	13,988
25		120	0	90	0,1	17,08	28,64	11,68	17,047	28,594	11,547
26			2,5	90	0,1	18,22	30,63	12,58	18,167	30,575	12,408
27			5	90	0,1	19,54	32,87	13,35	19,484	32,73	13,246



а) – сили інерції P(I) при α=120°, G=10Н, φ=5°; б) – кути призми P(α) при G=10Н, φ=5°; в) – кути зміщення вершини призми P(φ) при G=20Н, α=90°

Рисунок 4 – Розрахункові (1, 2, 3) та експериментальні (4, 5, 6) криві залежностей сил затиску

Із даних, представлених в табл. 2 та на графіках, випливає, що величина розбіжності між розрахунковими та експериментальними дослідженнями незначна, і

складає 2÷4%. Все це підтверджує обґрунтованість виконаних теоретичних розрахунків та зроблених на їх основі висновків.

Із наведених досліджень випливає, що для деталі, затиснутої горизонтально розміщеним захватним пристроєм промислового робота, найбільш доцільним буде використання затискних призм з кутом $\alpha=100^\circ\div 110^\circ$, так як сумарне навантаження на важелі захватного пристрою буде найменшим. Також з графіків видно, що зміщення кута вершини затискних призм бажано звести до мінімуму ($\varphi=0\div 2,5^\circ$), щоб зменшити навантаження на кожен із затискних елементів захвата. Сила інерції в свою чергу прямопропорційно впливає на сили затиску, і тому для підвищення продуктивності та точності здійснюваних роботом рухів необхідно зменшувати масо-габаритні розміри конструкції захватного пристрою за рахунок виконання обґрунтованих його розрахунків та вибору раціональних конструктивних параметрів.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування/Павленко І.І. - Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420с.
2. Павленко І.І. Силі навантаження захватних пристроїв промислових роботів при направленні сили інерції вздовж вісі утримуваної деталі/ Павленко І.І., Годунко М.О. // Міжнародний збірник наукових праць.– Вип. 36 – Донецьк: ДНТУ, 2008.-С.142-146.
3. Павленко І.І. Аналіз впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв роботів на сумарні сили затиску деталей / Павленко І.І., Годунко М.О. // Техніка в с.-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2007.–Вип. 21.– С. 168 – 172.

І.Павленко, М.Годунко

Экспериментальные динамические исследования сил зажима захватных устройств промышленных роботов

В данной статье описаны экспериментальные динамические исследования сил зажима захватных устройств промышленных роботов, которые подтверждают правильность ранее описанных теоретических расчетов. Также в статье показаны графики, которые выводились на монитор компьютера при измерении сил зажима для горизонтального движения руки робота и построены экспериментальные и расчетные кривые соответствующих зависимостей.

I.Pavlenko, M.Godunko

Experimental dynamic researches of forces of clamp of capture devices of industrial robots

Dynamic researches of forces of clamp of gripper of industrial robots which confirm the rightness of the before described theoretical calculations are described in this article. Also the graphs which hatched on the monitor of computer at measuring of forces of clamp for the platforming of hand of robot and the experimental and calculation curves of the proper dependences are built are rotined in the article.

Одержано 01.12.09

УДК 681.513.2

В.В.Сидоренко, проф., д-р техн. наук, Н.В.Смирнова, ас., Л.В.Помазан, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Применение критерия отношения правдоподобия для обнаружения скачкообразного изменения среднего значения тока дуги

Приводится решение задачи обнаружения в реальном масштабе времени скачкообразного изменения среднего значения тока в процессе размерной обработки дугой на основе статистического критерия отношения правдоподобия для создания эффективной системы управления процессом обработки детали

система управления, скачкообразное изменение среднего значения, критерий отношения правдоподобия

Введение. Основной задачей системы управления размерной обработкой дугой (РОД), является обеспечение стабильности величины тока дуги.

Основным параметром, который отрицательно влияет на качество обработки деталей электрической дугой, является скачкообразное изменение величины тока дуги в процессе обработки деталей. Величина скачкообразных изменений тока дуги определяется в основном величиной межэлектродного промежутка (МЭП).

Регулирование величины МЭП осуществляется косвенными методами по отклонению тока или напряжения дуги от заданного значения.

Анализ фрагментов осциллограмм процесса обработки деталей электрической дугой в системе регулирования величины МЭП по отклонению напряжения дуги [2], выявил скачкообразные изменения рабочего значения тока от номинального до предельного (режим короткого замыкания) и до нулевого (режим обрыва дуги).

На осциллограмме процесса размерной обработки дугой (рис.1) отчетливо выражены участки резкого возрастания и уменьшения тока дуги, которые возникают вследствие запоздалого обнаружения скачка и, как следствие, запоздалого воздействия системы управления на привод рабочего инструмента.

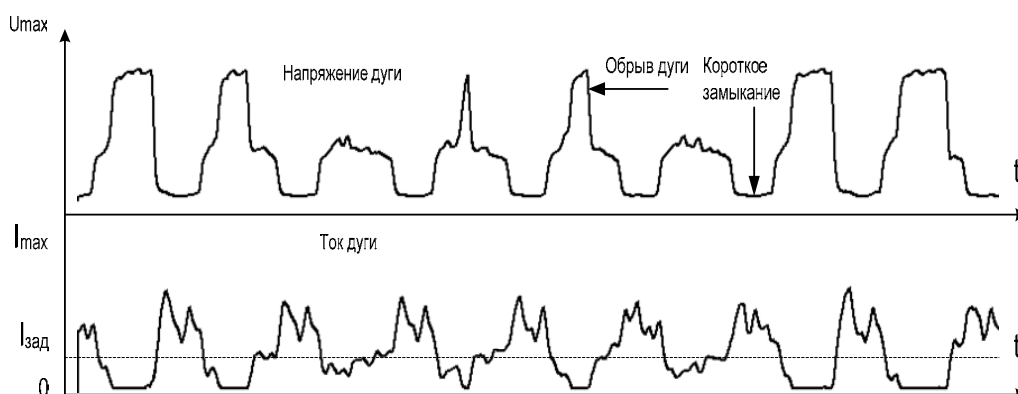


Рисунок 1 – Скачкообразное изменения тока дуги в процессе обработки детали

Анализ исследований и публикаций. Известные системы управления РОД [2] основаны на использовании отклонения тока или напряжения дуги от заданного значения. Недостатком таких систем является задержка времени обнаружения скачкообразного изменения сигнала, что приводит к ухудшению качества обработки деталей и к нарушению технологического процесса обработки дугой.

Постановка задачи. Допустим, что наблюдается кусочно-постоянный сигнал с аддитивной помехой. При этом в неизвестные моменты времени происходят скачки среднего данного сигнала.

Необходимо выбрать критерий, который позволил бы минимизировать время запаздывания в обнаружении скачка среднего значения тока дуги с минимумом ложных тревог.

Основная часть. В настоящей работе проведен анализ использования процедуры проверки статистических гипотез критерия отношения правдоподобия [3] для минимизации времени определения скачка рабочего значения тока дуги и его практическая реализация.

Рассмотрим множество измеренных значений тока $\{i_0, i_1, \dots, i_{n-1}\}$ на интервале времени $[0, t_{n-1}]$, которому соответствует среднее значения тока дуги I_{1cp} , а также множество измеренных значений тока $\{i_2, i_2 + 1, \dots, i_m\}$ на интервале времени $[t_n, t_m]$, которому соответствует среднее значение i_{2cp} .

В неизвестные моменты времени t_n происходят скачки среднего значения \tilde{i}_1 до значения \tilde{i}_2 . Задача сводится к обнаружению скачка среднего значения тока на интервале времени $[0, t_{n-1}]$, в реальном масштабе времени.

Будем считать, что множество измеренных значений тока представляют собой случайные величины распределенные по нормальному закону с плотностью вероятности.

$$P_k(i) = \frac{1}{\delta\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{i_k - m_{ik}}{2\delta^2}},$$

где $(k = 0, 1)$ указывает участки $[0, t_{n-1}]$ и $[t_n, t_m]$, что эквивалентно принятию гипотезы H_k . При этом гипотеза H_0 на интервале $[0, t_{n-1}]$ соответствует отсутствию скачка, гипотеза H_1 на интервале $[t_n, t_m]$ указывает на наличие скачка среднего значения \tilde{i}_1 на \tilde{i}_2 .

Таким образом, определение момента скачка среднего значения тока \tilde{i}_1 эквивалентно принятию гипотез. В основе теории принятия гипотез положен критерий правдоподобия:

$$\frac{\prod_{k=1}^{r-1} p_0(i_k) \cdot \prod_{k=r}^n p_1(i_k)}{\prod_{k=1}^n p_0(i_k)} = \prod_{k=r}^n \frac{p_1(i_k)}{p_0(i_k)},$$

$$\text{где } p_i(i_k) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(i_k - \mu_i)^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (i = 0,1).$$

Логарифмирование дает:

$$\Lambda_n(r) = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n \left(i_k - \frac{\mu_1 + \mu_0}{2}\right) = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n \left(i_k - \mu_0 - \frac{\mu_1 - \mu_0}{2}\right) = \frac{1}{\sigma^2} S_r^n(\mu_0, \nu), \quad (1)$$

где r – момент изменения значения тока дуги;

μ_0 – заданный рабочий ток дуги;

μ_1 – среднее значение тока дуги при коротком замыкании;

$$S_r^n(\mu_0, \nu) = \nu \sum_{k=r}^n (i_k - \mu_0 - \frac{\nu}{2});$$

$\nu = \mu_1 - \mu_0$ - величина скачкообразного изменения с учетом знака.

В этом случае, критерий для принятия гипотез имеет вид:

$$g_n = \max_r S_r^n(\mu_0, \nu) \underset{H_0}{\overset{H_1}{\geq}} \lambda, \quad (2)$$

где λ – пороговое значение критерия для принятия гипотезы H_0 или H_1 .

Оптимальность этого критерия состоит в том, что он минимизирует время запаздывания в обнаружении скачка тока дуги при заданном среднем времени между ошибочными тревогами.

Для обнаружения возникновения скачка среднего рабочего тока дуги, необходимо:

- априорно задать минимальное значение скачка ν_m , который необходимо обнаружить;

- одновременно выполнять процедуру обнаружения скачка как в сторону увеличения (короткое замыкание, (3)), так и в сторону уменьшения (обрыв дуги, (4)) среднего значения рабочего тока дуги.

Обнаружение уменьшения среднего значения тока дуги и принятие гипотезы $H1-$:

$$\begin{cases} T_0 = 0, \\ T_n = \sum_{k=1}^n \left(i_k - \mu_0 + \frac{\nu}{2} \right) \quad (n \geq 1), \\ MAX_n = \max_{0 \leq k \leq n} T_k, \\ \text{обнаружение уменьшения, когда } MAX_n - T_n \geq \lambda. \end{cases} \quad (3)$$

Обнаружение увеличения среднего значения тока дуги и принятие гипотезы $H1+$:

$$\begin{cases} U_0 = 0, \\ U_n = \sum_{k=1}^n \left(i_k - \mu_0 - \frac{\nu}{2} \right) \quad (n \geq 1), \\ MIN_n = \min_{0 \leq k \leq n} U_k, \\ \text{обнаружение увеличения, когда } U_n - MIN_n \geq \lambda. \end{cases} \quad (4)$$

Отсутствие увеличения и уменьшения значения тока дуги соответствует принятию гипотезы $H0$:

$$\begin{cases} MAX_n - T_n \leq \lambda, \\ U_n - MIN_n \leq \lambda. \end{cases} \quad (5)$$

Геометрическая интерпретация критерия отношения правдоподобия представлена на рис. 2.

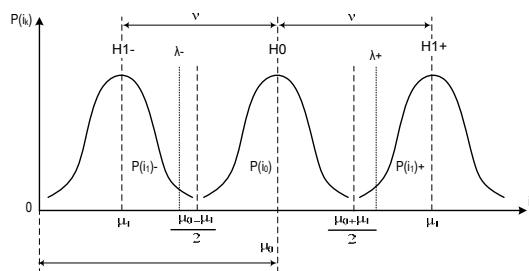


Рисунок 2 – Геометрическая интерпретация критерия отношения правдоподобия

Из рис.2 следует, что если рабочий ток i_k превышает значение $\mu_0 + \frac{V}{2}$, то принимается гипотеза Н1+.

Если рабочий ток i_k меньше значения $\mu_0 - \frac{V}{2}$, то принимается гипотеза Н1-.

Если рабочий ток не превышает значение $\mu_0 + \frac{V}{2}$ и $\mu_0 - \frac{V}{2}$ то принимается гипотеза Н0.

Практическая реализация критерия отношения правдоподобия представлена на рис. 3.

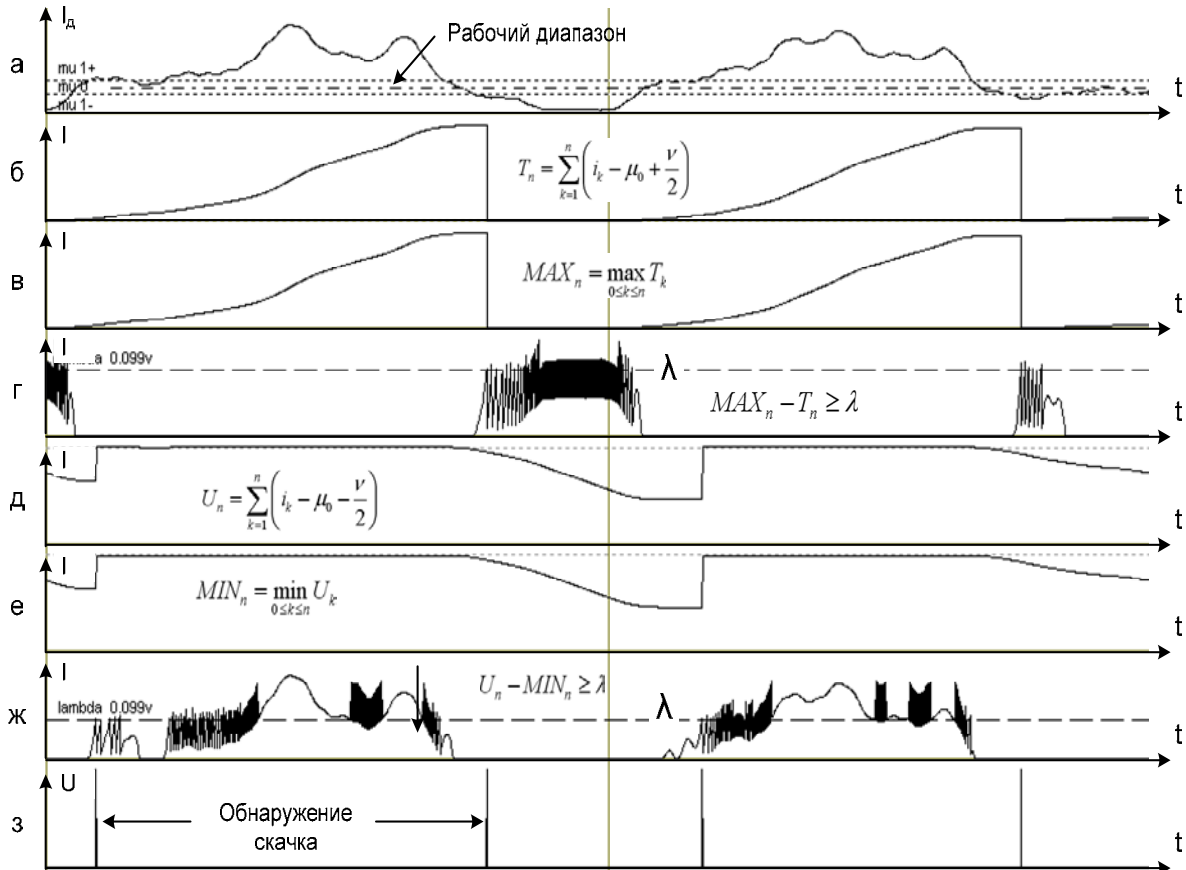


Рисунок 3 – Реализация критерия отношения правдоподобия

На рисунке 3б, 3в и 3г представлена реализация выражения (3). На рисунке 3д, 3е и 3ж представлена реализация выражения (4). На рисунке 3з представлено обнаружение скачка среднего значения тока дуги.

Момент обнаружения скачка среднего служит сигналом для системы управления рабочим инструментом, а направление скачка среднего определяет направление перемещения рабочего инструмента.

На рис. 4 представлены моменты обнаружения скачка среднего для тока дуги I_d .



Рисунок 4 – Обнаружение скачка среднего для тока дуги

Выводы

Использование статистических критериев, таких, как отношения правдоподобия позволяет осуществить обнаружение скачкообразного изменения среднего значения тока дуги с минимальным запаздыванием.

Это позволяет создать эффективную систему управления процессом размерной обработки дугой, предотвратить развитие процесса короткого замыкания и обрыва дуги за счет своевременного формирования сигнала управления приводом перемещения рабочего инструмента и поддержания постоянной величины межэлектродного промежутка в процессе обработки детали.

Список литературы

1. Носуленко В.И. Розмірна обробка металів електричною дугою. Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.07 / Кировоградський держ. техн. ун-т. – К., 1999.- 36 с.
2. Носуленко В.И., Боков В.М., Великий П.М., Широботько В.П., Гросул І.А. Верстат електроерозійний копіювально-прошивний моделі “АМ - 1”: Технічний опис. Інструкція по експлуатації. Технічний паспорт.– Кіровоград, 2004. – 61 с.
3. Бассвиль. М., Банвениста А. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем: Пер. с англ.– М.: Мир, 1989. - 278 с.

В. Сидоренко, Н. Смирнова, Л. Помазан

Застосування критерію відношення правдоподібності для виявлення стрибкоподібної зміни середнього значення струму дуги

Наводиться рішення задачі виявлення в реальному масштабі часу стрибкоподібній зміни середнього значення струму в процесі розмірної обробки дугою на основі статистичного критерію відношення правдоподібності з метою підвищення якості системи управління процесом обробки деталі

V. Sidorenko, N. Smirnova, L. Pomazan

Application of criterion of relation of plausibility for the exposure of saltatory change of mean value of current of arc

A solution of the problem in real time detecting, an abrupt change in the average current in the arc size treatment on the basis of statistical likelihood ratio test to improve the quality management system the processing details.

Одержано 24.02.10

УДК 620.4+658.22

А.П. Свірідов, доц., канд. техн. наук, Т.В.Величко, асп., А.О.Корогвін, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження нормальних режимів компенсуючої лінії електропередачі 750 кВ Донбас - Західна Україна

В роботі проведений аналіз нормальних режимів лінії 750 кВ, протяжністю 1100 км з різними схемами компенсації. Пропускна здатність електропередачі з компенсуючими пристроями на лінії складає $(1,3 \div 1,4) P_{\text{нат}}$, а при розміщенні компенсуючих пристроїв на шинах підстанції – $1,0 P_{\text{нат}}$.
режим, компенсуючи пристрої, натуральна потужність, хвильовий опір

Зростаючий інтерес в ряді країн світу до проблеми транспорту великих потоків потужності на наддалекі відстані 1000 – 4000 км визначається можливістю створення джерел дешевої електроенергії, віддалених від центрів навантажень. Особливий інтерес до проблеми наддалекого транспортування електроенергії існує в Росії. В Енергетичній Стратегії Росії до 2020 року підкреслюється, що розвиток міжсистемних електропередач (ЕП) 500-1150 кВ для підвищення ефективності і надійності паралельної роботи ОЕС держави являється однією з стратегічних завдань електроенергетики. При розвитку енергетики Росія вимушена подолати значний дефіцит власних енергоресурсів, обмеженість маневрової потужності, а також значну зношеність обладнання.

Необхідно мати на увазі можливість експорту електроенергії з Росії. Досить перспективна передача порівняно дешевої електроенергії в ЕЕС України від теплових електростанцій, які можуть бути споруджені в Тюменському регіоні з орієнтацією на використання низьконапірного газу, що залишається в видобутих родовищах.

На сучасному рівні розвитку техніки передачі електроенергії проблема наддалекого транспорту може бути вирішена за допомогою ЕП надвисокої напруги (НВН) як постійного, так і змінного струму. Потреба в вирішенні схемно-режимних характеристик й техніко-економічних параметрів для нових типів і схем електропередачі, оцінка їх системної ефективності є досить актуальною.

В даній роботі проведені дослідження нормальних та післяаварійних режимів лінії електропередачі Донбас–Західна Україна 750 кВ, протяжністю 1100 км. Дана лінія була першою лінією 750 кВ СРСР. При дослідженні приймалось, що лінія виконана по зв'язаній схемі. Фаза лінії приймалася розщепленою на чотири проводи: $4 \times \text{АСО-600/72}$. Розміщення проводів у фазі у вершинах квадрату. Крок розщеплення $a=60$ см. Відстань між фазами складає 17,5 м. Нижче приводиться розрахунок питомих параметрів лінії. Параметри однорідної лінії при цьому слідує:

$$\begin{aligned} r_0 &= 0,0064 \text{ Ом/км}; & g_0 &= 5,9 \cdot 10^{-8} \text{ См/км}; \\ x_0 &= 0,14 \text{ Ом/км}; & b_0 &= 7,9 \cdot 10^{-6} \text{ См/км}; \\ \alpha_0 &= 0,06 \text{ град/км}; & Z_c &= 133,1 \text{ Ом}. \\ P_{\text{нат}} &= 4227,58 \text{ МВт}; \end{aligned}$$

При аналізі режимів ліній електропередачі моделюються каскадною схемою чотириполюсників, що заміщують собою ділянки однорідної лінії електропередачі і компенсуючи пристрої на лінії. Розрахунок режимів виконаний у відносних одиницях, за базисні величини прийняті хвильовий опір Z_c і натуральна потужність однорідної лінії P_{nat} . Напряга та струм на початку кожної ділянки визначається по наступним виразам:

$$\begin{vmatrix} U_{s+1} \\ I_{s+1} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} ch\gamma_0 l & Z_c sh\gamma_0 l \\ \frac{1}{Z_c} sh\gamma_0 l & ch\gamma_0 l \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} U_s \\ I_s \end{vmatrix},$$

де U_s і I_s - напряга і струм в кінці ділянки лінії, яка розглядалась;

γ_0 - коефіцієнт розповсюдження хвилі;

Z_c - хвильовий опір.

Хвильова довжина лінії 1100 км складає $66,328^\circ$. Однорідна лінія такої протяжності непрацездатна по умовам збереження стійкості і значного підвищення напряги на відкритому кінці лінії в режимі холостого ходу. Так розрахунки показали, що при передачі по лінії натуральної потужності перепад напряги в лінії складає 3,8%, кут зсуву між напрягою U_1 і U_2 в даному режимі складає $65,4^\circ$, а в режимі холостого ходу сильно проявляється ефект Ферранті. Отже, необхідно шляхом зміни природних параметрів лінії забезпечити їй працездатність. Із всіх можливих схем компенсації розглядаються наступні:

а) схеми з повздовжньою ємнісною компенсацією;

б) схеми з повздовжніми ємностями та поперечними реакторами на шинах низької напряги передаючої підстанції.

Витрата компенсуючих пристроїв (КП), а відповідно і величини тих необхідних повздовжніх та поперечних реактивних добавок, з врахуванням яких лінія набуває нових технічних характеристик, визначається наступними виразами:

$$Q_d = P_1 \alpha \cdot \left(\frac{P_1}{P_{nat}} - \frac{\alpha_1}{\alpha} \right);$$

$$Q_q = P_1 \alpha \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_1} - \frac{P_{nat}}{P_1} \right),$$

де α – природна хвильова довжина;

α_1 – забезпечувана хвильова довжина;

P_1 – забезпечувана пропускна здатність;

Q_d та Q_q – потужність повздовжніх та поперечних КП.

Для встановлення оптимальних режимів та раціональних схемних рішень приймалися до уваги такі обмежуючі фактори:

а) максимальна напряга на лінії в стаціонарних (квазістаціонарних) режимах не повинно перевищувати допустимого значення ($U_{max} \leq U_{доп} = 1,05 U_{ном}$);

б) повинна забезпечуватись електромеханічна стійкість в режимах максимальних навантажень ЛЕП ($K_c \geq 0,2$).

Розміщення КП на лінії, їх кількість, впливає на хвильовий опір лінії електропередачі, який в значній мірі визначає її пропускну здатність. Включення КП порушує однорідність лінії, що призводить до додаткових циркуляції реактивної потужності на окремих ділянках, і тому рівність напруг в кожній точці її довжини стає неможливим. Для забезпечення кращих умов розподілу напряги вздовж лінії і

найменших втрат активної потужності в лінії електропередачі, як показали дослідження, потрібно симетричне розміщення компенсуючих пристроїв вздовж лінії. Відстані від крайніх КП до шин прийомної та передаючої підстанцій приймаються в два рази меншими у порівнянні з відстанями між іншими пунктами компенсації. Як показали дослідження, таке розміщення пристроїв забезпечує при їх кінцевому числі більш сприятливий розподіл напруги. Слід відмітити, що при попередніх дослідженнях параметри КП приймались однаковими, і в процесі розрахунку їх величина уточнювалася. Були досліджені нормальні режими лінії з двома, чотирма та шістьма КП. Пропускна здатність лінії визначається допустимим підвищенням напруги в проміжних точках ($1,05 U_{\text{НОМ}}$) і складає при $N_{\text{КП}}=4$ $P^*=1,35$, а при $N_{\text{КП}}=6$ $P^*=1,4$. На рис.1 приведені результати розрахунків нормальних режимів компенсованої лінії з чотирма КП та шістьма КП.

Схема з повздовжньою компенсацією, $N_{\text{КП}} = 4$

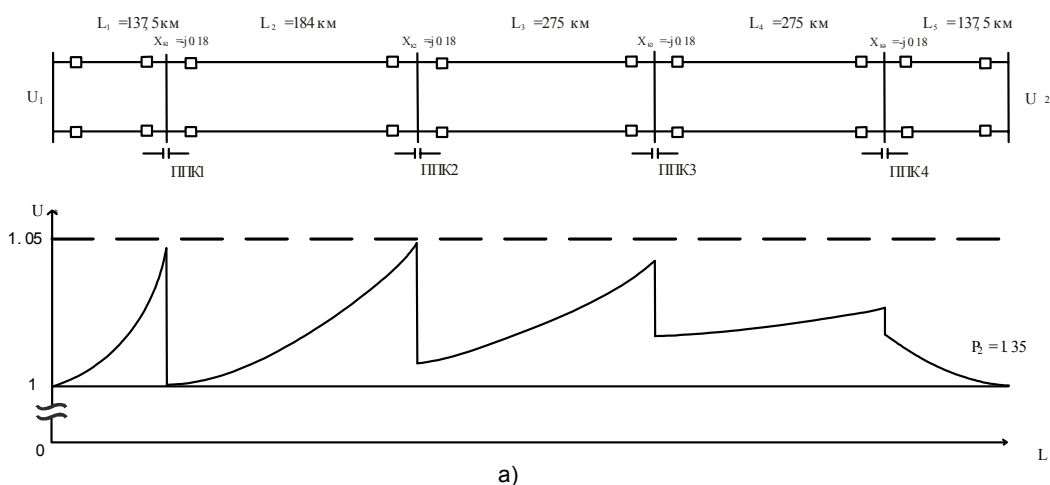
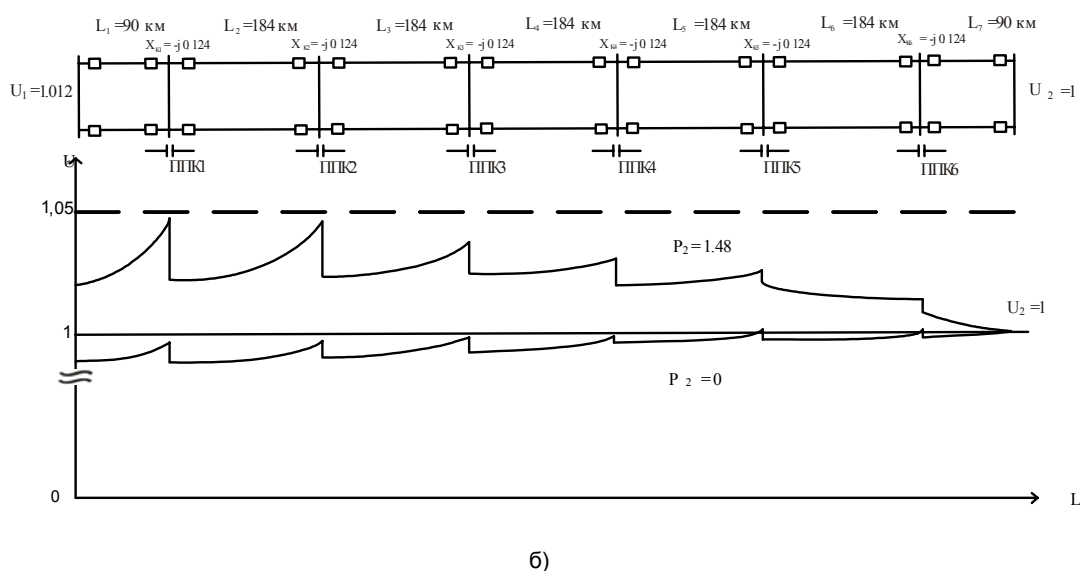


Схема з повздовжньою компенсацією, $N_{\text{КП}} = 6$



а) лінія з $N_{\text{КП}}=4$; б) лінія з $N_{\text{КП}}=6$

Рисунок 1 – Розподіл напруги вздовж лінії

Компенсувати параметри лінії можна за допомогою ланцюгової схеми, що представляється набором повздовжніх та поперечних реактивних елементів (Т, Г та П схеми). Найкращі характеристики (найменший витрати потужності КП, рівномірний розподіл напруги) схема має при наявності великого числа елементів. В цілому випадку схема може бути замінена довгою лінією “від’ємною хвильовою довжиною”, матриця узагальнених постійних має вид:

$$\begin{bmatrix} \cos \alpha' & -jZ_c \sin \alpha' \\ -j\frac{1}{Z_c} \cdot \sin \alpha' & \cos \alpha' \end{bmatrix}$$

В реальних схемах, що складаються з кінцевого числа Т, П Г-подібних ланцюгів, прийнята витрата КП й сприятливий розподіл напруги має місце при 3-4 ланцюгах. На рис.2 приведені результати розрахунку режимів лінії з двома Т-подібними ланцюгами. Потужність, що передається по лінії дорівнює натуральній $P^*=1$, перепад напруг на лінії складає 3,8%. Істотного підвищення напруги в кінці лінії не спостерігається ($U_{1*}=0,902$, $U_{2*}=1$).

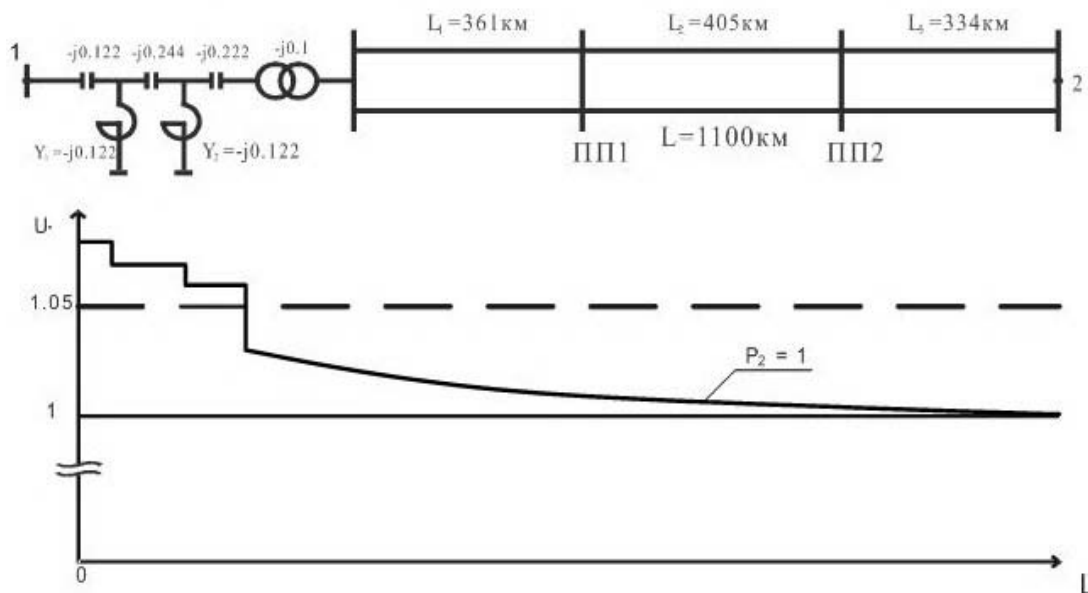


Рисунок 2 – Схема електропередачі з КП на шинах НН передаючої підстанції

Слід відмітити, що параметри Т-схеми приймались однаковими, за виключенням першої повздовжньої ємності, яка повинна компенсувати реактивний опір трансформатора.

Питома витрата КП для даної схеми складає всього $Q_{\text{пит}} = 0,88$.

Попередній техніко-економічний розрахунок даної лінії з різними схемами компенсації показав, що кращі показники має схема з КП на низькій стороні передаючої підстанції, з пропускну здатністю $P^*=1$. Для забезпечення пропускну здатності більшу за натуральну $P^*=1,2 \div 1,35$ прийнятні показники має лінія з чотирма повздовжніми КП.

Приведені розрахунки режимів та їх аналіз показали, що забезпечити працездатність магістральної лінії 750 кВ, протяжністю 1100 км можливо, приймаючи компенсований тип лінії електропередачі з приладами КП на самій лінії, або ж на шинах низької напруги передаючої підстанції.

Список літератури

1. Веников В.А., Сиуда И.П. Расчёт режимов дальних электропередач переменного тока.– М.: Высшая школа, 1966.
2. Дальние электропередачи 750 кВ. В 2 ч. 4.1. Д 15. Воздушные линии. / Под общ. Ред. А.М. Некрасова и С.С. Рокотяна.– М. Энергия, 1974.
3. Щербаков В.К., Свиридов А.П. Линии электропередач переменного тока сверхвысокого напряжения протяжённостью более 3000 км с полуволновой характеристикой. // Тр. СИБНИИЭ.– Вып. 18.– Новосибирск, 1969.
4. Красильникова Т. Г., Самородов Г.И., Яценко Р.А. Оценка технико-экономических показателей передачи электроэнергии из Тюменского региона в Украину. // Труды 2-й Международной научно-технической конференции “Энергетика, экология, электробережение, транспорт” .– Тобольск, 2004.
5. Самородов Г.И. Нетрадиционные электропередачи переменного тока повышенной надежности для передачи электроэнергии на дальние и сверхдальние расстояния. // Энергетическая политика.– 2003.– Вып. 1.

А. Свиридов, Т.Величко, А.Корогвин

Исследование нормальных режимов компенсирующей линии электроснабжения 750 кВ Донбасс - Западная Украина

В работе проведен анализ нормальных режимов линии 750 кВ протяженностью 1100 км с различными схемами компенсации. Пропускная способность электропередачи с компенсирующими устройствами на линии составляет $(1,3 \div 1,4) P_{нат}$, а при размещении компенсирующих устройств на шинах подстанции – $1,0 P_{нат}$.

A. Sviridov, T.Velichko, A.Korogvin

Research of the normal modes of compensating line of elektrosnabgeniya is 750 kV Donbas - Zapadnaya Ukraine

The analysis of the normal modes of line is in-process conducted 750 kV by an extent a 1100 km with the different charts of indemnification. The carrying capacity of electricity transmission with compensating devices on a line makes $(1,3 \div 1,4) P_{nat}$, and at placing of compensating devices on the tires of substation – $1,0 P_{nat}$.

Одержано 14.12.09

накопиченої в тепловому акумуляторі ТАМ теплоти. Передбачено також накопичення енергії вітру у вигляді теплоти через нагрівач H_2 .

З метою визначення оптимального використання енергоресурсів, що забезпечують одержання максимального прибутку при найменших витратах розробляється інвестиційний проект, що включає бізнес-план. В ньому повинні бути враховані всі фінансові потоки з урахуванням інвестицій, додаткових витрат, інфляції та відсотків за кредит. Розробка бізнес-плану включає в себе аналіз та оцінку техніко-економічних показників інвестиційного проекту [1, 4].

Визначення економічних показників пов'язане з: визначенням загальної ефективності капітальних вкладень у впровадження КСЕП; техніко-економічним обґрунтування вибору самого ефективного варіанту КСЕП та її елементів; оцінкою ефективності капіталовкладень з позицій енергозбереження, екології і ін.

За основу для розробки методики техніко-економічних показників комплексних систем енергопостачання використаємо існуючі методики [1, 2, 4], які засновані на принципах та підходах, що склалися у світовій практиці для оцінки ефективності інвестицій (капітальних витрат) та адаптовані для перехідних ринкових економік.

За останнє десятиліття набула поширення методика, якою передбачається розрахунок інтегральних (чиста приведена вартість, або інтегральний ефект - NPV; період повернення капіталу - PP; внутрішня норма рентабельності - IRR; рентабельність з доходів - RCR;) та елементарних (індекс прибутковості, або коефіцієнт рентабельності інвестицій - PI; термін окупності інвестицій - PPI) показників.

Традиційний і новий підходи мають свої переваги та недоліки, порівняння яких проведено в [1]. Виходячи з багаторічного досвіду використання традиційної методики [3], можна говорити про практичну придатність і доцільність її використання для оцінки ефективності інвестицій, особливо проектів короткострокового характеру. Основною перевагою нової методики є урахування усіх витрат за весь термін дії проекту, включаючи зміну вартості грошей у часі, що досягається дисконтуванням щорічних грошових надходжень. Але, як зазначено в [2, 4], основним недоліком цієї методики є розрахунок NPV або чистого дисконтованого доходу (ЧДД), який за своєю сутністю є аналогом NPV і є різницею між сумою дисконтованих грошових потоків за весь період передбачуваного функціонування інвестиційного проекту та сумою дисконтованих інвестицій. Найістотнішим недоліком показника NPV (а також і ЧДД) є необхідність прогнозування періоду дії проекту. Науково обґрунтованих методів чи рекомендацій щодо визначення його тривалості не існує. У більшості згаданих джерел наголошується на необхідності обирати строк дії проекту виходячи з нормативних строків служби обладнання, однак офіційно затверджених строків служби машин не існує.

Тож, для NPV притаманне внутрішнє протиріччя: з одного боку враховуються усі зміни витрат та надходжень, а з іншого – неможливість передбачити всі ці зміни.

Тому можна дійти висновку, що при проектуванні КСЕП можливі два підходи щодо визначення показників ефективності інвестицій.

Перший підхід передбачає розрахунок приведеної вартості КСЕП, який включає всі витрати за n років реалізації проекту та отримання питомого показника – приведеної на початок дії інвестиційного проекту собівартості електроенергії КСЕП, виходячи з прогнозованого сумарного об'єму генерації електроенергії за час дії проекту. При використанні такого підходу можливий порівняльний аналіз варіантів реалізації КСЕП з точки зору його економічної ефективності – порівнянні NPV з можливими збитками (втратою прибутків) при перервах у електроживленні за строк дії проекту.

Другий підхід передбачає розрахунок показників ефективності інвестицій без врахування терміну дії проекту. Цей підхід актуально застосовувати, коли значна

частина вихідної інформації на початку проекту не може бути задана однозначно Тому питання запровадження КСЕП базується на суб'єктивних оцінках власника, а вибір варіанту реалізації КСЕП при цьому доцільно здійснювати шляхом порівняння собівартості енергії кожного з варіантів у момент початку дії проекту з визначеним об'ємом вироблення енергії за перший рік експлуатації.

Розглянемо особливості методики визначення техніко-економічних показників для довгострокових проектів. В умовах переходу економіки країни до ринкових відносин, важливим є врахування впливу інфляції на вартість витрат [123]. Тривалість інвестиційного проекту приймається n років. Для впевненості інвестора у поверненні вкладених коштів до закінчення терміну служби АСЕ, термін її служби повинен перевищувати строк реалізації проекту.

Усі витрати за проектом протягом n років повинні бути приведені до року початку проекту ($n = 0$) з урахуванням інфляції та річного відсотка по інвестиціях. Діюча на рік початку проекту ($n = 0$) процентна ставка p_0 буде більше реальної процентної ставки p у наступні роки внаслідок інфляції, а саме:

$$p = \frac{1 + p_0}{1 + i} - 1, \quad (1)$$

де i - річна інфляція (i , p_0 та p у відносних одиницях).

Процентна ставка p_0 повинна бути більшою за банківський відсоток за кредит.

Важливим питанням є визначення реального відсотка по інвестиціях p залежно від рівня інфляції i та початкового відсотка по інвестиціях p_0 . Для приведення майбутніх витрат B_j j -го року до року $j = 0$ використаємо залежність [123,124]:

$$B_{j,прив} = B_j \cdot (1 + p)^{-j}. \quad (2)$$

Сумарні витрати протягом n років, приведені до року $n = 0$ (перед початком проекту) визначаються:

$$B_{прив} = \sum_{j=1}^n B_{j,прив} = B_j / q, \quad (3)$$

де q - коефіцієнт окупності капітальних вкладень визначається як:

$$q = \frac{p(1 + p)^n}{(1 + p)^n - 1}, \quad (4)$$

Якщо загальна сума B фінансових коштів за проектом була взята в кредит під відсоток p_0 , то при $B_j = const$ щорічні платежі за кредитом з урахуванням відсотків p_0 :

$$B_j = B \cdot q. \quad (5)$$

Інвестор закладає розрахунковий інвестиційний прибуток у розмірі p_0 % річних строком експлуатації КСЕП n років з рівнем інфляції i %. Джерелом прибутку є зростання валового виробництва продукції внаслідок більш високого рівня енергозабезпечення технологічного процесу, зменшення збитків від недовідпуску та втрати якості продукції, усунення аварій та їх наслідків через перерви у електроживленні.

Виробник, що взяв кредит у банку для здійснення проекту, планує повернути кредит з урахуванням відсотків та інфляції і одержати додатковий дохід. Інвестор очікує, що дохід і прибуток, одержані в результаті здійснення проекту, будуть вище, ніж дохід і прибуток, отримані при зберіганні грошей у банку за рахунок банківських відсотків або отримані шляхом інвестування у інші проекти.

Вартість реалізації АСЕ включає всі витрати за n років реалізації проекту:

$$Z_{\Sigma} = B_k + E + B_n + E_p + B_3, \quad (5)$$

де Z_{Σ} - вартість всіх приведених витрат;

B_k - капітальні затрати;

E - експлуатаційні витрати;

B_n - вартість додаткової енергії від системи та палива;

E_p - вартість заміни компонентів, термін служби яких менше ніж n років;

B_3 - залишкова вартість автономної електростанції, якщо строк експлуатації електростанції більше ніж n років.

Капітальні затрати включають розробку, конструювання, виготовлення й монтаж КСЕП. Експлуатаційні витрати - це сума всіх щорічних витрат на обслуговування, включаючи зарплату операторів, страхування, податки, невеликий поточний ремонт із заміною дрібних деталей. Вартість енергії та палива включає сумарні щорічні витрати на придбання енергії у системи. На відміну від електростанцій з двигунами внутрішнього згорання, для сонячних, вітрових і гідравлічних електростанцій ця складова витрат дорівнює нулю. E_p - вартість замінних компонентів за термін експлуатації системи, наприклад, акумуляторів. Залишкова вартість B_3 - це балансова вартість енергосистеми в рік закінчення проекту.

Одним з найважливіших критеріїв оцінки ефективності КСЕП є собівартість електроенергії, що виробляється нею. На базі цього критерію будемо в подальшому проводити порівняльну оцінку різних реалізацій КСЕП: з точки зору забезпечення параметрів, функціональних властивостей КСЕП та оптимального розподілу виробництва електроенергії між джерелами, що входять до її складу.

Для розрахунку собівартості електроенергії необхідно визначити встановлену розрахункову потужність КСЕП. Так для електроенергії маємо:

$$P_{КСЕП} = \varepsilon_1 P_{yct1} + \varepsilon_2 P_{yct2} + \dots + \varepsilon_m P_{yctm}, \quad (6)$$

де P_{yct} - розрахункова потужність споживачів різних категорій надійності K_1, K_2, \dots, K_m які живляться від КСЕП;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_m$ - коефіцієнт попиту на сумарну розрахункову потужність категорій споживачів K_1, K_2, \dots, K_m відповідно.

Розрахунковий об'єм електроенергії КСЕП будемо визначати:

$$W_{КСЕП} = w_1 + w_2 + w_3 + \dots + w_m, \quad (6)$$

де $w_i = \varepsilon_i P_{ycti} t_i$ - об'єм виробництва енергії кожним i -тим джерелом для m -го споживача K_m .

Якщо прийняти об'єм електроенергії $W_{КСЕП}$ та річні експлуатаційні витрати E постійними протягом n років, вираз для розрахунку приведеної собівартості виробництва електричної енергії з урахуванням інфляції та відсотків за кредит матиме вигляд:

$$C_{КСЕП} = \frac{Z_{\Sigma}}{W_{КСЕП}} = \frac{(w_1 B_{11} + w_2 B_{22} + \dots + w_i B_{im}) + E / q + B'_n}{W_{КСЕП} / q} = \frac{qB + E}{W_{КСЕП}}, \quad (7)$$

де $B = w_1 B_{11} + w_2 B_{22} + w_3 B_{33} + \dots + w_i B_{im}$ - інвестиції в рік початку проекту $n = 0$

(сумарна вартість об'єму виробництва енергії кожним i -тим джерелом W_i для споживачів АСЕ);

E/q - приведені до першого року експлуатаційні витрати на n років;

$W_{КСЕП}/q$ - сума приведених до першого року об'ємів виробництва електричної енергії.

Особливістю визначення і оцінки техніко-економічних показників КСЕП без урахування терміну дії проекту є оперування відомими на початок дії інвестиційного проекту вихідними даними, а саме вартістю капітальних вкладень для реалізації проекту, вартості палива та експлуатаційних витрат за перший рік експлуатації КСЕП. Для коректного порівняння розрахункових показників за обома варіантами використаємо показник – питому собівартість генерації електроенергії в КСЕП за перший рік з декількома джерелами, які живлять обраних споживачів відповідних категорій. Якщо прийняти об'єм генерації електроенергії за рік після введення в дію КСЕП $W'_{КСЕП}$, капітальні витрати для реалізації проекту B'_k , річні експлуатаційні витрати E , вартість додаткової енергії та палива B'_n , вираз для розрахунку питомої собівартості виробництва електричної енергії в КСЕП $C'_{КСЕП}$ на початок дії проекту матиме вигляд:

$$C'_{КСЕП} = \frac{(w'_1 B'_{11} + w'_2 B'_{22} + \dots + w'_i B'_{im}) + E' + B'_n}{W'_{КСЕП}}, \quad (8)$$

де $w'_1 B'_{11}$, $w'_2 B'_{22}$, ... $w'_i B'_{im}$ - вартість об'єму виробництва енергії кожним i -тим джерелом для обраних споживачів КСЕП за перший рік проекту.

Отже, в ринковій економіці доцільно і необхідно визначати рівень ефективності інвестицій, але з точки зору впровадження КСЕП, він не може бути директивним. Власникам необхідно орієнтуватись на приведені та питомі показники собівартості генерованої в КСЕП енергії.

Список літератури

1. Бень Т. До визначення економічної ефективності інвестицій// Економіка України.- 2007.-№4(545)-С.12-20.
2. Методика визначення економічної ефективності капітальних вкладень в енергетику. Енергосистеми і електричні мережі. ГКД 340.000.002-97.- К.: Міненерго України, 1997.- 53с
3. Методика определения народнохозяйственного ущерба от перерывов электроснабжения сельскохозяйственных потребителей. –М.: ВНИИЭСХ, 1987. -126с.
4. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов. – М.: Экономика, 2000. - 421с.

П. Плешков, В. Солдатенко

Определение экономической эффективности комплексной электроэнергетической системы для сельского хозяйства

В статье приведен анализ возможных вариантов экономической оценки работы комплексной электроэнергетической системы с возобновляемыми источниками энергии в рыночных условиях.

P. Pleshkov, V. Soldatenko

Determination of economic efficiency of the complex electroenergy system is for agriculture

In the article the resulted analysis of possible variants of economic evaluation of work of the complex electroenergy system is with refurbishable energy sources in market conditions.

Одержано 23.11.09

УДК 631.33.024: 631.331.5

В.М. Сало, проф., д-р. техн. наук, О.Р. Лузан, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Вибір напрямів вдосконалення сошників сівалок прямого посіву зернових культур

Проведено аналіз вітчизняних та зарубіжних сівалок прямої сівби зернових культур. Розглянуто найбільш перспективні конструкції сошників та вибрані напрями їх вдосконалення. Найбільше поширення отримали одно- та дводискові сошники. Їх використання приводить до суттєвого збільшення маси сівалки, що є необхідною умовою забезпечення роботи сошників такого типу. Зменшення питомого тиску на сошник, а як наслідок і зменшення маси сівалки можна досягти використанням сошників з гострим кутом входження в ґрунт.

прямий посів, сошник, мінімальний обробіток ґрунту, посівна секція, зернові культури, технології "no-till", екологічна безпека, біологізація технологій

Актуальність проблеми. За останні 15-20 років у технологіях вирощування сільськогосподарських культур відбулися революційні зміни, основна суть яких полягає в біологізації технологій, зменшенні витрат енергетичних ресурсів та праці на виконання технологічних операцій, підвищенні екологічної безпеки.

Внаслідок непослідовних дій у процесі реформування аграрного сектору України, нехтування науково обґрунтованими основами господарювання, сільськогосподарське виробництво втратило виробничий потенціал, знизилась рентабельність виробництва та платоспроможна здатність сільськогосподарських підприємств на відтворення матеріально-технічної бази. Агропромисловий сектор країни заповнили нетрадиційні, а в ряді випадків і невідомі до цього часу для працівників села технології виробництва продукції рослинництва.

Вітчизняне сільськогосподарське машинобудування за своїм технічним рівнем суттєво відстало від досягнень світового науково-технічного прогресу [1]. В той же час глобалізація світової економіки, інтеграція України до Світової організації торгівлі потребують техніко-технологічного переоснащення вітчизняного аграрного виробництва, переведення його на якісно новий рівень функціонування [2].

Таким чином створення нових, сучасних, порівняно недорогих, вітчизняних конструкцій сівалок та вдосконалення їх робочих органів, які забезпечать реалізацію новітніх технологій вирощування зернових культур із збереження родючих українських чорноземів є актуальною задачею.

Постановка проблеми. Визначення способів сівби та технічних засобів не повинне бути шаблонне і в кожному конкретному випадку має застосовуватися той, при якому найбільш повно реалізується потенціал культури з найменшими виробничими витратами.

Основним елементом заробки насіння в ґрунт є сошник, тому саме від його конструкції найбільше залежить ефективність роботи посівного агрегату. Аналіз відомих закордонних та вітчизняних сівалок прямого посіву з різними конструкціями сошників показав, що кожна з них при своїх перевагах і недоліках у повній мірі не забезпечує агротехнічні вимоги.

Вирішення питання вибору і напрямів вдосконалення конструкцій сошників у сівалках для прямого посіву зернових культур дасть змогу оптимізувати процес сівби, зменшити витрати на її виконання.

Аналіз останніх публікацій і досліджень з даної проблеми. Питання оптимізації способу сівби у зв'язку із змінами в технологіях вирощування сільськогосподарських культур залишається досить актуальним і потребує постійного коригування та подальшого розвитку.

Велика кількість досліджень проведених у США на протязі п'яти років показали, що з використанням технологій "no-till" врожай озимої пшениці збільшився на 45% порівняно з традиційними [4]. Західні країни, які перейшли на мінімізацію обробітку ґрунту й мульчування його поверхні рослинними рештками, витрачають на одиницю вирощеного врожаю вдвічі-вчетверо менше коштів, ніж за технологій, що базуються на застосуванні оранки і вважаються у нас традиційними [5]. Ефективність застосування нульових і мінімальних технологій вирощування сільськогосподарських культур заключається в значному зниженні енергоспоживання, витрат коштів і праці (0,5 люд.год/га замість звичайних 2-3 люд.год/га) головним чином за рахунок відмови від оранки і механічного передпосівного обробітку ґрунту [6, 7]. Погоджуючись на значні переваги новітніх технологій вирощування сільськогосподарських культур науковці також застерігають від їх нерозумного застосування, що може призвести до втрати врожаю [8].

Метою даної роботи є вибір, на основі аналізу існуючих конструкцій сівалок, найбільш перспективного напрямку вдосконалення сошників для прямого посіву сільськогосподарських культур.

Виклад основного матеріалу. Для вибору найбільш перспективного напрямку були розглянуті і проаналізовані конструкції сівалок вітчизняних і зарубіжних фірм для сівби зернових культур, в яких застосовуються сошники різних конструкцій. Найбільшого поширення на сьогоднішній день на ринку сільськогосподарської техніки України отримали сівалки таких фірм як "John Deere", "Great Plains" США, "Super Walter", "Giorgi", Аргентина, "Vaderstad-Verken", Швеція, "Kunh", Франція, "Gaspardo", Італія, "Poettinger", Австрія, "Amazone", Німеччина та ін.

Для прямої сівби зернових культур найбільше поширення отримали сівалки, в яких застосовуються посівні секції із сошниками з тупим (одно-двотискові) та з гострим (сошники типу стрілочастих лап, анкерні та ін.) кутом входження в ґрунт.

Питома металоємність більшості сівалок, в конструкціях яких присутні дискові робочі органи, сягає більше однієї тони (рис. 1).

Аналіз показує, що збільшення ширини захвату сівалок з дисковими сошниками можна досягти тільки за рахунок збільшення маси. При цьому питома металоємність практично залишається на одному рівні.

Особливої уваги по простоті конструкції заслуговують сівалки з сошниками типу стрілочастих культиваторних лап, які отримали розповсюдження як в імпортованих сівалках "Agromaster", Росія, "John Deere", США, так і в багатьох вітчизняних: сівалка-культиватор ПАРТНЕР, виробник ПП "Українська аграрна техніка", сівалки зернотукові "Меланія", виробник ВАТ "Галещина машзавод", СІРІУС, ВАТ "Червона Зірка" та ін. Модульна система дозволяє використовувати їх як для сівби так і культивування, що розширює їх універсальність і збільшує завантаження протягом року. Питома металоємність цих машин дещо нижча порівняно з вище наведеними, (рис. 2).

Наведені конструкції посівних машин дуже добре зарекомендували себе при роботі на мало засмічених полях, а на полях з великою кількістю рослинних решток вони забиваються, і спостерігається погіршення якості сівби. Вирішення такої

проблеми досягається встановленням в передній частині дисків різних конструкцій, що розрізають рослинні рештки і тим самим забезпечують нормальну роботу таких посівних секцій (рис. 3). Це призводить до ускладнення конструкції, більш високих витрат енергії та підвищення питомої металоємкості, практично за даними показниками вони наближаються до сівалок з дисковими сошниками.

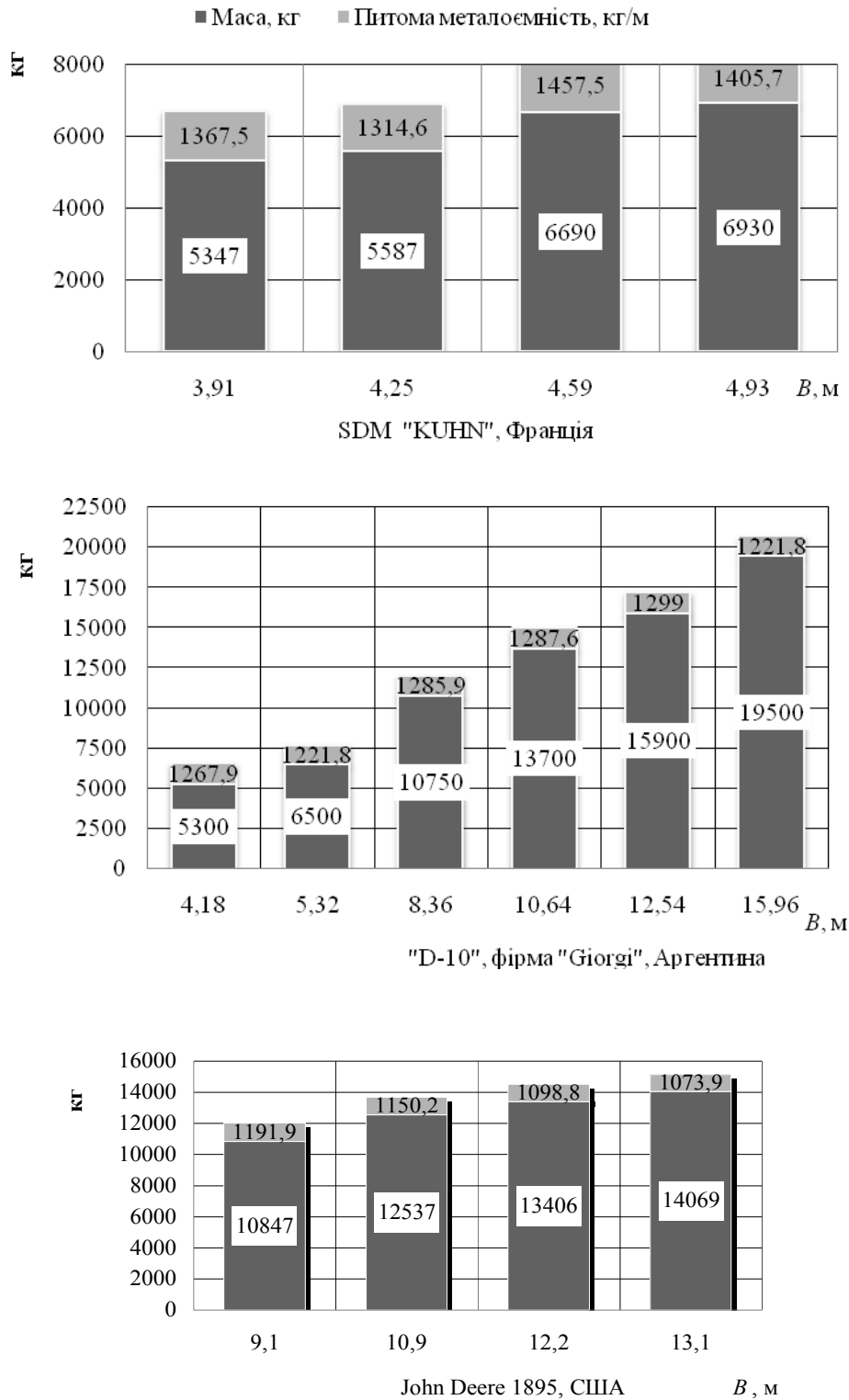


Рисунок 1 - Зміна питомої металоємності та маси сівалок залежно від ширини захвату B

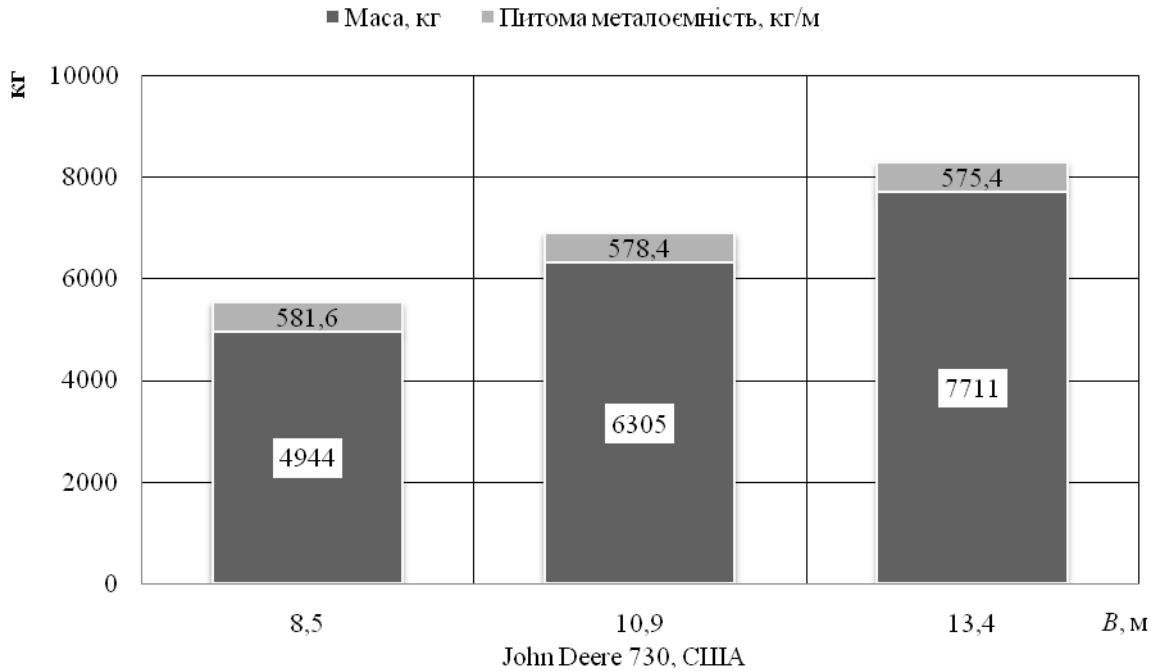


Рисунок 2 - Зміна питомої металоємності та маси сівалок-культиваторів залежно від ширини захвату, B

Найбільшої уваги на наш погляд заслуговує конструкція сівалок фірми "Amazona", Німеччина з сошником Primega DMS, рис. 4, [9]. При такій конструкції сошника швидкість руху забезпечується до 16 км/год, з тиском на сошник всього 52 кг і масі сівалки 5500 кг при ширині захвату 6 м (питома металоємність 916 кг), що значно нижче машин аналогічного призначення з дисковими сошниками. Підвіска сошника паралелограмного типу забезпечує точне утримання необхідної глибини вкладання насіння при різних чи змінних швидкостях руху і нерівності рельєфу поля.

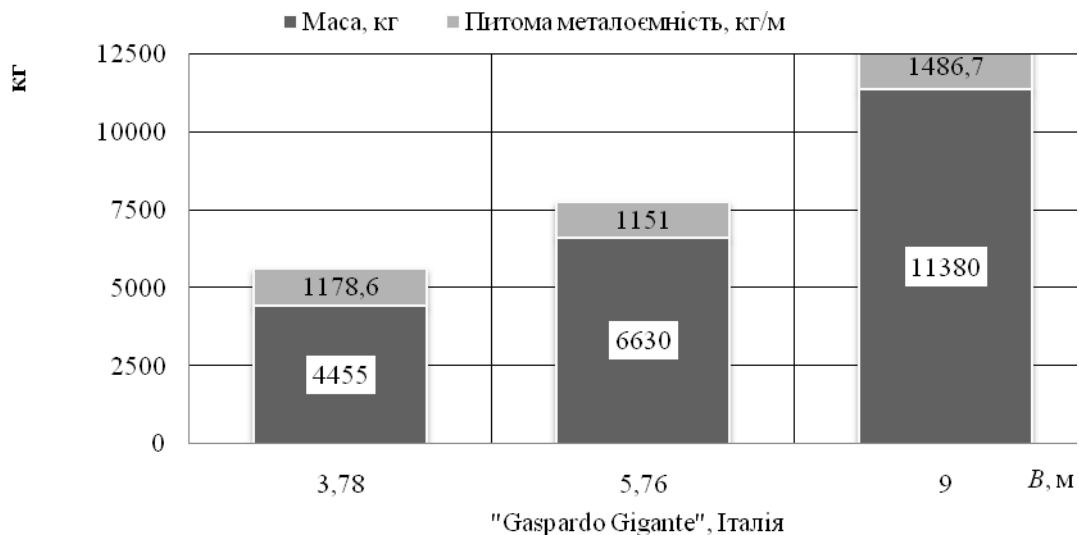


Рисунок 3 - Зміна питомої металоємності та маси сівалок в залежності від ширини захвату, B

Не дивлячись на те, що такі машини і зарекомендували себе дуже добре, із-за високої їх вартості для українського селянина така техніка не завжди недоступна.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Одним з найбільш перспективних напрямів мінімізації обробітку ґрунту є використання сівалок прямого посіву, які забезпечують достатньо високі врожаї зернових культур з найменшими витратами енергії і коштів.

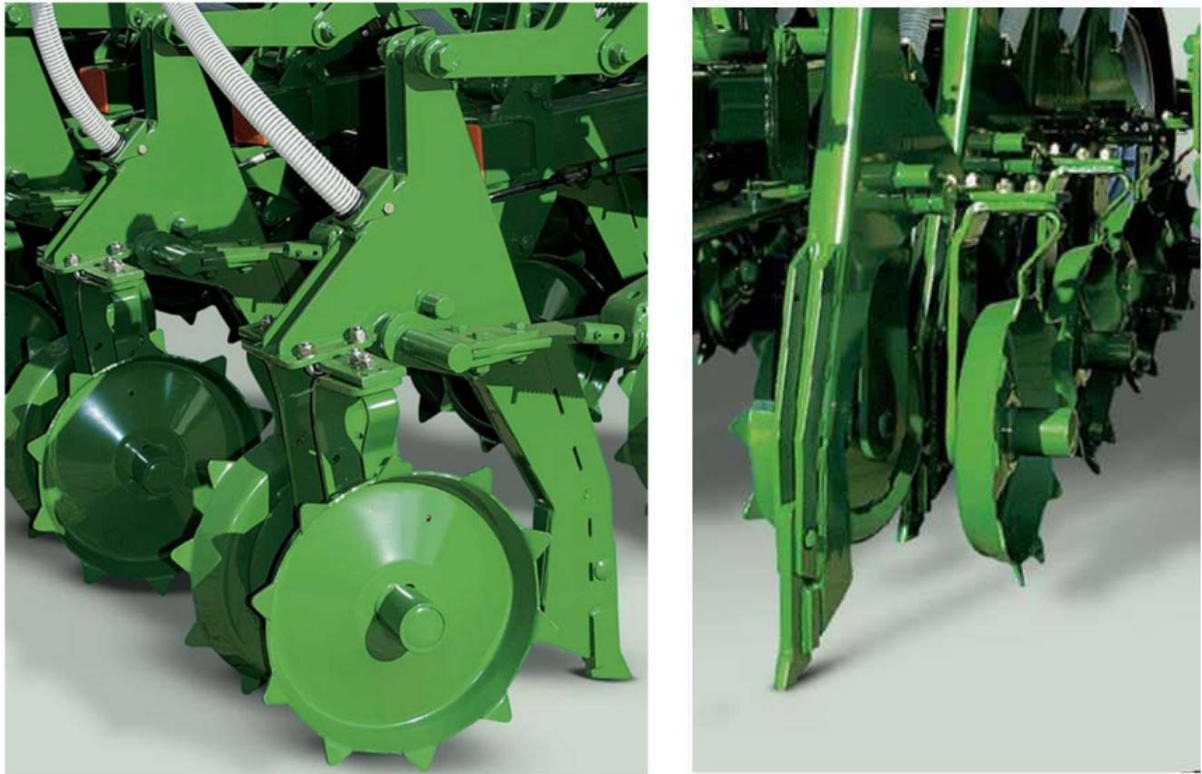


Рисунок 4 - Посівна секція з сошником Primera DMS фірми "Amazone", Німеччина

Проведений аналіз існуючих конструкцій посівних секцій сівалок прямого посіву зернових культур показує що найбільше поширення отримали одно- та дводискові сошники. Їх використання дозволяє дуже добре створювати борозну, однак їх застосування призводить до суттєвого збільшення маси сівалки, що є необхідною умовою забезпечення роботи сошників такого типу. Зменшення питомого тиску на сошник, а як наслідок і зменшення маси сівалки можна досягти в результаті використання сошників з гострим кутом входження в ґрунт. Їх поширення обмежується забиванням рослинними рештками і недовговічністю долота.

Для усунення наведених недоліків необхідно проводити подальші дослідження для вдосконалення їх конструкції з метою забезпечення високої технологічної надійності.

Список літератури

1. Сисолін П.В. Конструкторські розробки нових вітчизняних, універсальних машин для звичайної, стерньової, мульчо-стерньової, екологічнобезпечної, енергозберігаючої технології вирощування сільськогосподарських культур в Україні: [наукове видання] / Петро Васильович Сисолін.– Кіровоград: КОД, 2009.- 128 с.
2. Концепція Державної цільової економічної програми впровадження в агропромисловому комплексі новітніх технологій виробництва сільськогосподарської продукції на період до 2016 року, схвалено розпорядженням КМ України від 23.12.2009 № 1650-р.
3. Сысолин П.В. Почвообрабатывающие и посевные машины: история, машиностроение, конструирование / Сысолин П.В., Погорелый Л.В.-К.: Феникс, 2005.- 264 с.
4. Новатски Д. Консервативное возделывание почвы и оборудование для стерневого посева / Новатски Д., Эшли Р., Хофман В.- NDSU Extension Service, Fargo, North Dakota 58105, ноябрь, 2007.
5. Кукса Л. Ресурсо- й енергоощадні технології обробітку ґрунту та сівби зернових культур / Л. Кукса // Пропозиція.– 2008.– № 4.– С. 118-125.
6. Зволинский В.Н. Развитие Конструкций зерновых сеялок прямого посева / В.Н. Зволинский, Н.И. Любушко // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2003.- №7.- С. 28-36.

7. Марченко В.В. Технології і технічні засоби сівби при мінімальному і нульовому обробітку / Марченко В.В., Котко І.Г., Опалко В.Г. // Аграрна техніка та обладнання.- 2009.-№1(6), 03/- С. 20-28.
8. Панічев Р. Стратегії обробітку ґрунту / Р. Панічев // Агросектор (журнал сучасного сільського господарства).- 2007.- № 9(23).-С. 18-22.
9. Универсальная высокопроизводительная сеялка с рациональным решением для посевного материала и удобрений [Электронный ресурс] / AMAZONEN-WERKE H. DREYER GmbH & Co. KG Postfach 51 D-49202 Hasbergen-Gaste. Режим доступа до електронного ресурсу: http://amazone.promintel-agro.ru/files/_primera_DMC.pdf.

В.Сало, Е.Лузан

Выбор направлений усовершенствования сошников сеялок прямого посева зерновых культур

Проведен анализ отечественных и зарубежных сеялок прямого посева зерновых культур. рассмотрено наиболее перспективные конструкции сошников и выбраны направления их усовершенствования. Наибольшее распространение получили одно- и дводисковые сошники. Их использование приводит к существенному увеличению массы сеялки, что есть необходимым условием обеспечения работы сошников такого типа. Уменьшение удельного давления на сошник, и как следствие уменьшение массы сеялки можно достичь использованием сошников с острым углом вхождения в почву.

V.Salo. O.Luzan

Choosing of directions of improving the furrow-openers of seeders with direct rain-crops sowing

The analysis of domestic and foreign seeders of direct grain-crops sowing is conducted. The most perspective constructions of furrow-openers are considered and directions of their improvement are chosen. The most distribution were got by one- and two disk-shaped furrow-openers. Their use results the substantial increase of seeder's mass that is the necessary condition for the work providing of such type furrow-openers. Diminishing of unit pressure on the furrow-openers, such resulting the reducing of furrow-opener's mass is possible to obtain by using the furrow-openers with sharp angle of soil penetrating.

Одержано 10.03.10.

Зміст

<i>Л.В. Аніскевич, Д.Г. Войтюк</i> Управління режимами роботи збиральних машин в системі точного землеробства.....	3
<i>О.М. Леженкін</i> Диференціальні рівняння руху причіпної збиральної машини.....	12
<i>О.В. Козаченко, О.А. Дзюба</i> Теоретичні дослідження руху бульб картоплі по напрямних сепаратора.....	18
<i>Г.О. Глобенко</i> Підвищення ефективності зволоження зерна в машинах і апаратах зернопереробних підприємств.....	27
<i>С.А. Кушнар'єв</i> К определению центра масс овощеводческого модуля на базе самоходного шасси Т-16.....	32
<i>С.Д. Лехман, В.О. Войтенко</i> Системний підхід до оцінки потенційних небезпек та ризиків виробничих процесів АПК.....	37
<i>А.В. Рудь, Ю.Ф. Павельчук, В.В. Нікітін</i> Огляд і аналіз конструкцій сівалок для сівки зернових культур.....	42
<i>А.С. Лімонт</i> Дослідження і прогнозування продуктивності навантажувача льонотрести	48
<i>Г.Р. Мерцедін</i> Використання поворотних і оборотних плугів, які утворюють трапецієподібну борозну.....	53
<i>Н.Н. Мороз</i> Расчет процесса вытяжки осесимметричных деталей с учетом трения.....	58
<i>І.О. Ніщенко, С.Й. Ковалишин, В.В. Том'юк</i> Вплив конструктивних параметрів шнекового вала на енергетичні показники олійновідтискового преса.....	62
<i>О.В. Сидорчук, А.О. Шарибура</i> Результати моделювання проекту збирання льону-довгунця.....	66
<i>Л.А. Лопата, Ю.В. Волков, А.В. Татаров, М.А. Писковая</i> Математическое моделирование распространения тепла при электроконтактном припекании.....	73

<i>О.І. Ракул, В.Є. Пилип, В.А. Грубань</i> Визначення фізико-механічних властивостей стебла кукурудзи.....	80
<i>Г.Б. Філімоніхін, В.В. Гончаров</i> Диференціальні рівняння руху системи, складеної з незрівноваженого ротора з нерухомою точкою, корпусу і автобалансира.....	86
<i>І.І. Філімоніхіна, Г.Б. Філімоніхін</i> Комп'ютерне моделювання динаміки обертового несучого тіла з маятниковими автобалансирами.....	94
<i>Ю.В. Рябоволик</i> Розробка технології відновлення корпусів пластинчато-роторних насосів.....	101
<i>В.Я. Чабанний, М.В. Онолов</i> Зміна адгезійної міцності полімерних покриттів з металом в залежності від режимів технологічного процесу нанесення.....	107
<i>О.Й. Мажейка, С.І. Маркович, О.П. Савченко</i> Дослідження трибологічних характеристик модифікованих поверхонь з регулярним мікрорельєфом	113
<i>Л. А. Лопата, Н.А. Долгов, Е.Е. Кожевникова, С.А. Довжук</i> Условие адгезионно-когезионной равнопрочности покрытий при упрочнении деталей машин электроконтактным припеканием.....	117
<i>А.Е. Орлович, А.И. Котыш, О.В. Спивак</i> Определение параметров микроклимата в комплектных распределительных устройствах наружной установки для предотвращения аварийности их работы.....	124
<i>І.І. Павленко, І.А. Валявський</i> Особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою.....	128
<i>М.М. Петренко, В.А. Онопа, О.А. Кислун</i> Ефективність уловлювання шкідників пневматичною насадкою пневмодезинсектора	134
<i>Б.М. Шифрин</i> Сопоставление моделей трения на шине при ее колебаниях.....	139
<i>М.М. Підгаєцький, О.І. Скібінський, О.В. Дробік, А.В. Пономаренко</i> Адаптивне керування процесом алмазного розвірчування	151
<i>В.І. Корабельський, А.В. Спірін, І.М. Ковальова</i> Особливості проектування ґрунтообробної техніки з урахуванням агротехнологічних і екологічних вимог	154
<i>И.Т. Сабирзянов, Т.Г. Сабирзянов</i> Мощность перемешивания металла при продувке его инертным газом в ковше.....	159
<i>І.І. Павленко, М.О. Годунко</i> Функціональні характеристики затискних важелів захватних пристроїв	

роботів	172
<i>О.П. Бруцький</i>	
Процеси, що відбуваються у розплавах полімерів при відновленні підшипників ковзання в ультразвуковому полі	178
<i>С. Р. Кирницький</i>	
Визначення змін профілю потенціалу деформацій середовищ триботехнологічного шару і шару матеріалу підложки при термічній обробці	181
<i>В.М. Пестунов, В.В. Свяцький, Л.П. Свяцька</i>	
Використання методів вібраційного свердління в сільськогосподарському машинобудуванні	185
<i>В.М. Пестунов, О. С. Стеценко</i>	
Переналаджувальні верстатні системи.....	189
<i>О.П. Швець</i>	
Дослідження та вплив кута рівноваги насіння озимого ріпаку на траєкторію його руху по робочій поверхні електрофрикційного сепаратора.....	197
<i>М.Г.Цибуля, М.П.Білоткач</i>	
Вплив рівномірності розподілу насіння кукурудзи по площі на її урожайність.....	203
<i>А.Ю. Орлович, П.Г. Пешков, С.В. Серебренніков, О.І. Сіріков</i>	
Визначення критичного струму витоку для контролю секторних забруднень високовольтних ізоляторів.....	210
<i>В.О.Шейченко</i>	
Підбирання стебел обертаючими пальцями підбирачів.....	215
<i>І.І. Павленко, В.А. Мажара, В.П. Корон</i>	
Особливості структури роботизованих технологічних комплексів.....	221
<i>В.В. Тарасюк, В.Ф. Дідух, І.В. Тараймович</i>	
Конструктивні особливості формування гранул при виробництві ОМД на основі сапропелю.....	226
<i>В.М. Пестунов, О.С. Стеценко</i>	
Конструктивні рішення колісних механізмів сільськогосподарських і інших технологічних машин.....	231
<i>С.А.Карпушин, О.В. Яцун</i>	
Оценка эффективности новых технических и технологических решений при возведении мелиоративных сооружений скреперами.....	243
<i>І.І.Павленко, М.О.Годунко</i>	
Експериментальні динамічні дослідження сил затиску захватних пристроїв промислових роботів.....	251

<i>В.В.Сидоренко, Н.В.Смирнова, Л.В.Помазан</i> Применение критерия отношения правдоподобия для обнаружения скачкообразного изменения среднего значения тока дуги.....	256
<i>А.П. Свіридов, Т.В.Величко, А.О.Корогвін</i> Дослідження нормальних режимів компенсуючої лінії електропередачі 750 кВ Донбас - Західна Україна.....	261
<i>П.Г. Плєшков, В.П. Солдатенко</i> Визначення економічної ефективності комплексної електроенергетичної системи для сільського господарства.....	266
<i>В.М. Сало, О.Р. Лузан</i> Вибір напрямів вдосконалення сошників сівалок прямого посіву зернових культур.....	271

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 40

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 02.03.2010 Підписано до друку 29.03.2010. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.35,13
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №00018.