

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Факультет конструювання та дизайну
Науково-дослідний інститут техніки,
енергетики та інформатизації АПК**

Відділення в Любліні Польської академії наук

**Інженерно-технічний факультет
Словацького університету наук про життя**

**Інженерно-будівельний факультет
Люблінської політехніки**

**Інженерно-технічний факультет
Празького університету наук про життя**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XVII МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-
ПЕДАГОГІЧНИХ ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ СПІВРОБІТНИКІВ
ТА АСПІРАНТІВ
«ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ:
КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙН»**

(29-30 березня 2017 року)

Київ-2017

УДК 631.17+62-52-631.3

ББК40.7

Збірник тез доповідей XVII Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». – К., 2017. – 78 с.

Збірник рекомендовано до друку рішенням вченої ради факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України від 23.03.2016 р., протокол №7.

В збірнику представлені тези доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів факультету конструювання та дизайну НУБіП України, провідних вищих навчальних закладів, в яких розглядаються завершені етапи розробок з машин і обладнання сільськогосподарського виробництва, промислового і цивільного будівництва, механізації сільського господарства, будівництва сільських територій, конструювання і надійності машин для сільського і лісового господарств, удосконалення та нових розробок біотехнологічних процесів і технічних засобів.

Редакційна колегія: Ружи́ло З.В. – голова, к.т.н., доц.;
Войтюк В.Д., д.т.н., проф.; Лове́йкін В.С., д.т.н., проф.;
Афтанділя́нц Є.Г., д.т.н., проф.; Пилипа́ка С.Ф., д.т.н., проф.;
Бойко А.І., д.т.н., проф.; Давиде́нко О.І., д.т.н., проф.; Березовий М.Г.,
к.т.н., доц.; Булгако́в В.М., д.т.н., проф.; Чаусо́в М.Г., д.т.н., проф.;
Лопатько К.Г., д.т.н., доц.; Ярмоле́нко М.Г., к.т.н., проф.;
Несвідо́мін В.М., д.т.н., проф.; Марус О.А., к.т.н., доц.;
Новицький А.В., к.т.н., доц.; Ромасевич Ю.О. – секретар, д.т.н., доц.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ

Афтанділянц Е.Г., д.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Оптимізація технологічних параметрів виготовлення біметалевих виливків з прогнозованими властивостями є зворотним завданням керування, яке може вирішуватися методом покоординатного спуску і інтерпретацією даних в процесі обчислень.

Розрахунок оптимальних технологічних параметрів виготовлення біметалевих виливків починається з визначення необхідного технічного ресурсу роботи виливки (τ_3), вибору дробильно-розмельного устаткування, аналізу креслення деталі робочого органу, виду і твердості матеріалу (HV), що подрібнюється.

Наступним етапом є розрахунок роботи одноразового удару біметалевого виливка (A) по матеріалу, що подрібнюють, обраного дробильно-розмельного устаткування.

Після розрахунку постійних членів (τ_3 , HV, A) визначали хімічний склад робочого шару, а після аналізу креслення виливка і умов експлуатації - масу робочого шару (m_{pc}) і основи (m_o), а також хімічний склад сталі і її вуглецевий еквівалент ($C_{\text{ест}}^0$).

При виборі сталі і чавуну необхідно враховувати, що високоякісне дифузійне з'єднання робочого шару та основи, тобто формування дифузійного перехідного шару без пор, тріщин, усадкових та інших дефектів формується при заливці рідкого чавуну на затверділу основу. Ця умова реалізується у випадку, коли температура закінчення затвердіння сталеві основи (температура солідус ($t_{\text{сол}}^{\text{очн}}$)) більше температури заливання чавунного робочого шару ($t_{\text{зал}}^{\text{рш}}$).

З урахуванням вищенаведених умов визначали швидкість охолодження робочого шару в рідкому стані ($V_{\text{п}}^0$) і інтервалі затвердіння ($V_{\Delta t_3}^0$) шляхом аналізу закономірності охолодження біметалевих виливків, після заливки розплавів в ливарну форму і в процесі їх затвердіння, в умовах діючого або виробництва, що планується.

Після визначення вихідних даних розраховували технічний ресурс роботи виливка (τ_p), який порівнювали з заданим ресурсом роботи (τ_3). У випадку, коли відмінність становить менше заданого рівня помилки, оптимізація

технологічних параметрів виготовлення біметалевих виливків припинялась. В іншому випадку визначалась різниця між заданим і розрахованим значенням ресурсу роботи. Залежно від знаку вихідні значення збільшуються чи зменшуються і розрахунки повторюються до тих пір, поки відмінність заданого і розрахованого технічного ресурсу роботи біметалевих виливків становить менше заданої помилки.

Реалізація запропонованого алгоритму дозволяє в чотири рази збільшити технічний ресурс молотків в процесі дроблення перліту, при цьому помилка експлуатаційних і розрахованих значень складає 0,21%.

УДК 631.3(075.8)

СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ГАЛУЗІ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Булгаков В.М., академік НААН, д.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Незважаючи на те, що у світовому науковому просторі більшість актуальних питань в галузі агроінженерії нібито вже вважаються виконаними і достатньо відпрацьованими, необхідно наполегливо шукати своє бачення розв'язання тієї чи іншої актуальної науково-технічної задачі в галузі агроінженерії, мати свої, більш ефективні шляхи їх розв'язання, вміти підходити нестандартно (а головне – далекоглядно) до проведення нових теоретичних та експериментальних досліджень тощо. При цьому вкрай необхідно враховувати умови виробництва сільськогосподарської продукції саме в Україні, особливості вітчизняних ґрунтів, природних умов тощо.

Керівництву вишів та НДІ, на наш погляд, потрібно відшукати такі важелі, щодо виконавців наукових досліджень, щоб була реальна користь від отримання нових наукових результатів, користь від їх впровадження, користь від перспектив подальшого руху в правильному напрямку.

Потрібно спрямовувати наукові дослідження на отримання принципово нових, різнобічних фізичних знань в кожній з зазначених галузей, таким чином, щоб ступінь наукової розробки того чи іншого технічного та технологічного питання була найбільш глибокою, а її обсяг достатньо великим. Тоді це й буде поштовхом до наступного розроблення принципово нових механізованих технологій за обов'язковою умовою їх енергоощадності, ресурсощадності та екологічної безпеки. А це вже повинен бути початок так званої “ланцюгової

реакції” в напрямі глибокого науково-технічного прориву в тій чи іншій галузі агроінженерії.

Зараз потрібно робити глибокі, комплексні фундаментальні та прикладні розробки, наукова змістовність яких і глибина проробки були б найбільш вражаючими. Саме під такі розробки заздалегідь потрібно оголошувати конкурси, а для їх виконання залучати вчених обов’язково на контрактній основі. А вже у контракті обов’язково конкретно зазначати, що повинен вчений зробити, що дослідити, який буде прогнозований результат його наукової роботи і що за це і скільки виш або НДІ повинні йому сплатити. Керівництво вузівської та академічної науки в цьому питанні повинні бути дуже вимогливими.

Цілком зрозуміло, що потрібно залучати для виконання наукових досліджень сучасного рівня саме тих вчених, хто здатен і обов’язково зможе це зробити. Іншого шляху у нас зараз просто немає.

УДК 631.372:617-07

СУЧАСНІ МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Яременко В.В., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Існуюче зараз у світі діагностування гідравлічних приводів зернозбиральних та інших комбайнів проводиться (для конкретних типів гідравлічних приводів) в основному за такими видами:

– експрес-діагностування необхідно проводити за обмеженою кількістю діагностичних параметрів для визначення загального технічного стану гідравлічного привода;

– періодичне діагностування необхідно проводити через встановлені, для даного типу техніки, інтервали часу (ТО2, ТО3, сезонне ТО), або за потребою для визначення технічного стану складових частин, залишкового ресурсу та потреби в ремонті об’єктів діагностування.

Нами найбільш докладно розроблені питання проведення експрес-діагностування гідроприводів зернозбиральних комбайнів. Для цього були розроблені конкретні операції. Важіль керування коробкою зміни діапазонів встановити в позицію “Нейтральне”. Від’єднати механізм керування гідравлічним приводом від розподільника аксіально-поршневого насоса.

Встановити ($n_{ном}$), важіль керування розподільником гідравлічного приводу ходової системи, по чергово встановити в робочі позиції, що відповідають рухові комбайна “Вперед” і “Назад” та заміряти час (тривалість), протягом якого важіль повертається з робочих позицій в “Нейтральне”. Під’єднати важіль керування розподільником і на ($n_{ном}$) перевірити функціонування механізму керування гідравлічним приводом. Важіль має плавно переміщуватись в усьому діапазоні і надійно фіксуватися фрикційним механізмом. Зусилля на переміщення важеля має знаходитись в діапазоні від 20 Н до 30 Н.

Результати проведеного експериментального дослідження дали можливість встановити наступне. Комплексне застосування взаємоузгоджених правил, методів та засобів в сукупності з оператором та об’єктом забезпечує майже в два-три рази зменшення трудомісткості і вартості діагностування гідроприводів зернозбиральних комбайнів. В результаті оперативного пошуку та усунення відмов в гідроприводах на 0,09 підвищується коефіцієнт готовності зернозбиральних комбайнів в період виконання ними збиральних робіт. Річний економічний ефект від реалізації системи технічного діагностування гідроприводів зернозбиральних комбайнів складає в середньому 2,2-2,4 тис.грн. на одну одиницю.

УДК 631.147:632.937.3

ВИРОБНИЦТВО ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННИЦТВА

Марус О.А., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

При переході на виробництво екологічно безпечної продукції неможливо різко відмовитись від використання хімічних препаратів – це може призвести до значних втрат врожаю, тому що постійне використання хімічних препаратів призводить до повного або часткового знищення ентомофагів та мікроорганізмів, які необхідні при органічному виробництві. Тому потрібен певний період для відтворення необхідної мікрофлори, у зв’язку з цим виконується підбір та оптимізація технологій під обраний курс на біологізацію в залежності від стану ґрунтів. Перехід від інтенсивного виробництва до біологічного повинен бути чітко розпланований і поетапно розписаний на

декілька років, в залежності від використовуваних технологій та стану агроєкосистеми.

Результати останніх наших досліджень показали, що лише поєднання існуючих біологічних методів виробництва екологічно безпечної сільськогосподарської продукції, продукції тваринництва та переробки в єдину технологічну систему дозволить підвищити рівень біологізації продукції, покращити екологічну ситуацію та отримати часткову енергетичну незалежність аграрного виробництва. Сформована концепція виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва і тваринництва дала можливість виділити загальні вимоги до виробництва відповідної продукції. До них належать: оцінка придатності угідь до біологічного виробництва; сертифікація господарств та підприємств; оцінка якості сировини; сертифікація готової продукції; підбір відповідного рецептурного складу та матеріалів для пакування [1].

Тож до важливих складових технології виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва необхідно віднести (табл. 1): зважене використання природних ресурсів, в першу чергу тих, що не відновлюються; збільшення площ під посіви на зелене добриво; при виборі культур для посіву необхідно враховувати особливості місцевості та екологічний баланс; впровадження ґрунтоохоронних технологій, що призведе до зменшення антропогенного впливу на ґрунт – одним з таких варіантів вибору технології є застосування Strip-till або No-till; посівний матеріал обов'язково повинен бути отриманий органічним шляхом і мати відповідний сертифікат.

Стати на шлях виробництва екологічно-безпечної продукції досить ризиковано і фактично для наших умов це має бути стилем життя. Одним з варіантів співпраці з колегами є створення кооперативів, що дозволить спільно вирішувати окремо вузькогалузеві проблеми з метою отримання додаткового прибутку. Прикладом такої співпраці може бути взаємовигідне співіснування поруч господарств одні з яких виробляють продукцію рослинництва, а інші – тваринництва.

Виробництво екологічно безпечної продукції рослинництва – це не зменшення використання фунгіцидів, мінеральних добрив та гербіцидів, а повна відмова від хімічної складової та заміна її на біологічну (рис. 1).

Дана система охоплює елемент технології виробництва сільськогосподарської продукції в галузі рослинництва, яка дозволяє повністю відмовитись від використання мінеральних добрив та пестицидів і замінити їх на біологічні.

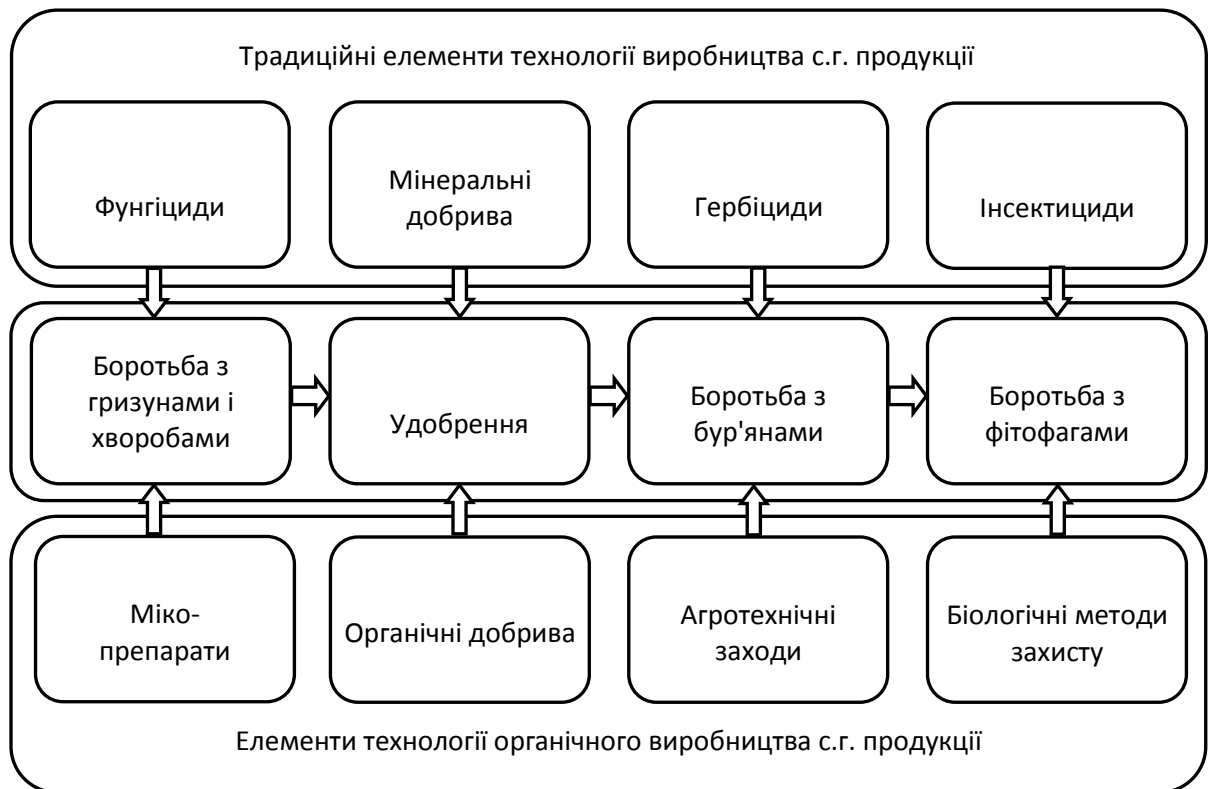


Рис. 1. Елементи технологій виробництва сільськогосподарської продукції

Список використаних джерел:

1. Голуб Г.А. Концепція виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва та тваринництва // Г.А. Голуб, О.А. Марус // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – Київ, 2016. – Вип. 254. – С. 366 – 377.

УДК 531.396, 534.014.4, 534.015.1

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ СТОПОРІННІ ТА РІЗКОМУ ГАЛЬМУВАННІ

*Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Човнюк Ю.В., к.т.н., доц., Кадикало І.О., аспір.
Національний університет біоресурсів і природокористування України*

В наш час все більшого і більшого використання набувають вантажопідйомні машини. Відомо, що продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, а також точність виконання ними технологічних

операцій (розвантаження, навантаження, переміщення тощо) суттєвим чином залежать від динамічних навантажень у пружних елементах робочих органів і приводу. Вони можуть бути визначені з моделі, яка наведена на рис. 1.

Баштові крани потребують як конструктивного вдосконалення, так і оптимізації їх режимів руху.

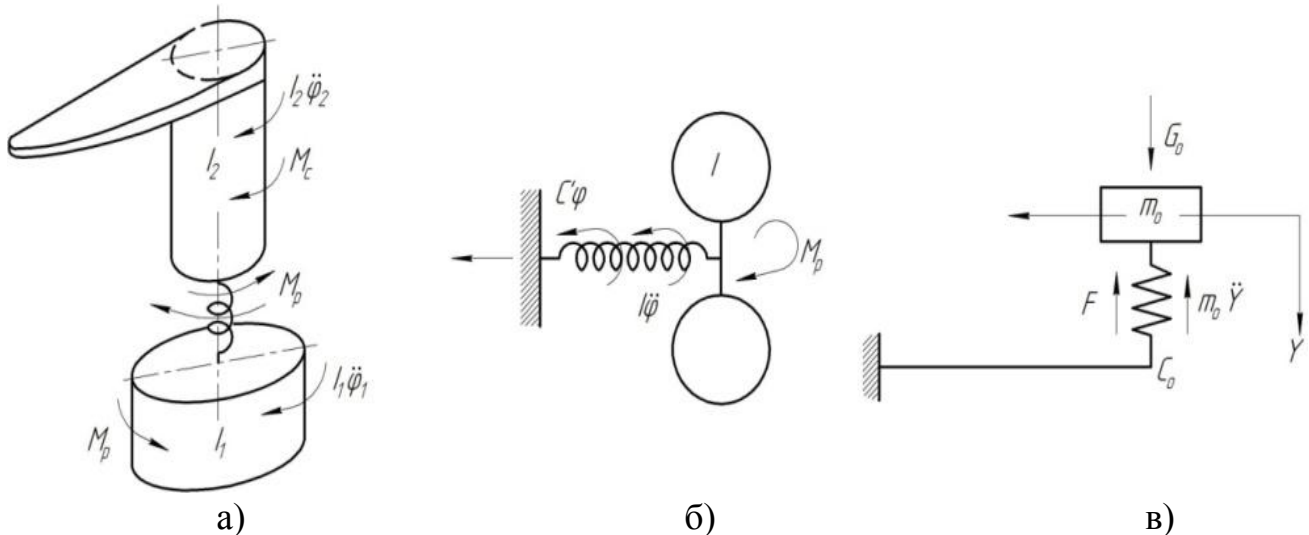


Рис. 1. Еквівалентні схеми механізму обертання вантажопідйомного крану: а) при пуску і гальмуванні; б) при стопорінні; в) при різкому гальмуванні

В моделях на рис. 1 прийняті такі позначення: I_1 – приведений момент інерції привода механізму; I_2 – момент інерції поворотної частини машини (крана); M_p – приведений крутний момент привода, котрий рівний $M_{надл} + M_{оп}$, де $M_{надл}$ – надлишковий момент обертання привода, а $M_{оп}$ – момент опору обертанню поворотної частини; φ_1 й φ_2 – незалежні переміщення мас привода й поворотної частини, обумовлені пружною деформацією елементів системи, що обертаються; $I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1$ й $I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2$ – момент від сил інерції, прикладені до відповідних мас.

Дана робота присвячена проведенню оптимізації основних режимів руху механізму обертання вантажопідйомних кранів. Із застосуванням методів класичного варіаційного числення, отримано оптимальні значення надлишкового моменту (M_F), що діє на поворотну частину системи, і встановлено закони руху (повороту), які дозволяють реалізувати при перехідних режимах (стопорінні та різкому гальмуванні) саме такі, вказані вище, значення надлишкового моменту.

ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИЙ ТВЕРДОЕЛЕКТРОЛІТНИЙ ГЕНЕРАТОР КИСНЮ ВИСОКОЇ КОНЦЕНТРАЦІЇ

Троць А.А., к.т.н, доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

На всіх етапах розвитку електрохімії розробка теоретичних уявлень була тісно пов'язана із вирішенням питань практичного використання електрохімічних процесів і явищ.

Одним із напрямків практичного використання досягнень в області теоретичної електрохімії є електрохімічний електроліз необхідних компонентів максимальної концентрації із середовищ довільного складу [1].

Висока точність електрохімічних методів аналізу визначається тим, що вони засновані на дуже точних закономірностях – законах Нернста і Фарадея. Останній закон і покладено в основу теорії електрохімічного електролізу.

Запропоновано технічний проект отримання кисню високої концентрації (99,9%) безпосередньо із повітря методом високотемпературного електрохімічного електролізу з використанням високотемпературних твердих електролітів. Проект дозволяє отримувати медично-чистий кисень в необхідних кількостях, безпосередньо при його потребі, забезпечує повну вибухобезпечність та не потребує в разі необхідності засобів накопичення та подальшого збереження отриманого кисню [2, 3].

Призначення. Отримання чистого кисню із атмосферного повітря або від помпування його із газових сумішей електрохімічною чарункою.

Сфери вжитку. *Медична техніка* (пункти швидкої допомоги на периферії; родильні будинки і акушерські пункти; польова хірургія; пристрої для обробки медичних інструментів; автомати „чистого повітря”; машини швидкої допомоги; пристрої „гірське повітря”; пристрої для консервації крові і медичних препаратів);

Вакуумна техніка (прецензійні подавачі кисню; вакуумні кисневі нагнітачі; адсорбери кисню у вакуумних пристроях);

Харчова промисловість (збереження та консервація продуктів, в тому числі винно-горілчаних виробів; приготування кисневих коктейлів; виготовлення кисневих морсів);

Електронна промисловість (отримання особливо чистих матеріалів і речовин; помпування кисню без порушення герметичності із ламп, наприклад із кінескопів);

Аналітична техніка (спектральні прилади; еталони для повірки аналітичних приладів).

Переваги: Відсутність механічних частин; можливість роботи від автономного джерела живлення; простота експлуатації та технічного обслуговування; малі розміри і вага; висока надійність.

Результати досліджень та їх обговорення. Об'єкт дослідження відноситься до техніки отримання нових матеріалів, вимірювальної техніки і може бути використаний для отримання, виміру і контролю вмісту кисню в газах, наприклад, при отриманні, вимірі і регулюванні складу газового середовища в різних технологічних процесах.

Аналогом розроблюваного генератора є кисневий концентратор; повітря, що помпується безмасляним насосом, надходить в першу колонку, заповнену цеолітом. Цеоліт – це неорганічний силікат, що є природнім абсорбентом. При атмосферному тиску він вбирає вологу, а при створенні більш високого тиску набуває властивості утримувати азот та інші гази, крім кисню. В цеолітовій колонці азот та інші гази абсорбуються, і кисень, пройшовши через одно напрямлений перший клапан, надходить в накоплювач. Після цього кисень виходить для використання через регулятор потоку і зволожувач (зволожувач необхідний, якщо кисневий концентратор використовується для дихання). Невелика кількість кисню, пройшовши через відповідний канал, надходить у другу цеолітову колонку і разом з десорбованими газами викидається у повітря із відкритого клапану. Після цього напівциклу процес дзеркально дублюється [1].

Технічні характеристики

Напруга живлення	220В, 50 Гц,
Робочий струм	1,5-2 А,
Час виходу на робочий режим	20-30 хв,
Отримуваний кисень, %об.	99,90,
Продуктивність	2-4 л/год.,
Тиск по кисню:	
робочий	1,6 атм.,
максимальний	3,0 атм.

Висновки. Запропоновано технічний проект отримання кисню високої концентрації (99,9%) безпосередньо із повітря методом високотемпературного електрохімічного електролізу з використанням високотемпературних твердих електролітів. Проект дозволяє отримувати медично-чистий кисень в необхідних кількостях, безпосередньо при його потребі, забезпечує повну вибухонебезпечність та не потребує в разі необхідності засобів накопичення та подальшого збереження отриманого кисню.

Перспективи подальших досліджень. Проект виконано в рамках наукової роботи кафедри побутової електронної апаратури, а також в рамках спільного наукового проекту кафедри побутової електронної апаратури та кафедри технології харчування інженерно-технологічного інституту, при сприянні центру реабілітації студентів з особливими потребами університету „Україна”.

Спільний проект сприяє розробці нових та вдосконалення існуючих технологій медичного та харчового сектору, а також дозволяє суттєво розширити сфери використання високотемпературного електрохімічного методу електролізу з використанням високотемпературних твердих електролітів для отримання речовин високочистої концентрації.

Список використаних джерел:

1. Електрохімічний електролізер водяної пари. Гончарук В.Л., Троц А.А., Троц М.А., Янів В.Г. Вісник університету «Україна». Серія «Сучасні інженерні Технології». – №1(16). – 2013. – С 116-122.
2. Скицюк В. І. Електрохімічний електролізер водяної пари як альтернативне джерело живлення // В.І. Скицюк, А.А. Троц / Вісник НТУУ «КПІ». Серія приладобудування. – 2013. – Вип. 46 – С. 170 – 176
3. Богомолів М. Ф. Високотемпературний твердо електролітний генератор кисню високої концентрації // М.Ф.Богомолів, А.А. Троц / Вісник Кременчуцького Національного Університету імені Михайла Остроградського. – 2014. – Вип. 4/2014 (87). – С. 180 – 185.

УДК 621.928

АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ТА ПРИЧИНИ ЗНОШУВАННЯ ОТВОРІВ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Бойко А.І., д.т.н., проф., Федченко З.А., асист.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В процесі подрібнення, зерновий матеріал рухається у внутрішньому круговому потоці по периметру камери. При усталеному режимі роботи дробарки інтенсивність проходження частинок крізь решето практично постійна і відповідає певній їх кількості, що проходить із камери на видалення.

Фракційний склад зерна при подрібненні визначається розміром отворів. Зміна цих отворів в процесі експлуатації призводить до втрати цього показника. В той же час, якість подрібнення зернової суміші є основним фактором від

якого залежать споживчі властивості кормів і в кінцевому результаті приріст ваги у тварин.

В процесі зношування при експлуатації дробарок, отвори сепаруючих решіт втрачають свої первинні геометричні параметри. При цьому профіль периферійної частини поверненої в середину камери, приймає в січені форму кривої, яка поступово розвиваючись може привести до повного протирання перетинок між отворами.

Практикою експлуатації дробарок встановлено, що робоча частина решета піддається швидкому зносу та втраті початкової форми отворів, в результаті чого утворюється геометрична форма, яка суттєво відрізняється від початково-закладеної конструкції. Утворена внаслідок зносу форма одержує криволінійну поверхню, яка збільшує периметр для взаємодії із зерною масою та в кінцевому випадку призводить до погіршення якості вихідного продукту.

Досвід експлуатації сепаруючих робочих органів вказує на низьку їх довговічність. Це приводить до необхідності проведення подальших досліджень, пов'язаних із забезпеченням працездатного стану, протягом їх найбільшого терміну експлуатації.

Фізична природа зношування сепаруючих решіт практично не вивчалася, внаслідок складності будови їх робочих поверхонь. Основною гіпотезою причин зношування поверхонь є вплив потоку зернової суміші, а також, невелика кількість абразивних частинок, що мають твердість більшу за твердість матеріалу решета, кількість яких у завантажувальному матеріалі досягає 0,5%, а пилу 0,26% від загальної маси.

Наявність твердих компонентів, викликають часткові деформації і подряпини на поверхні контакту з решетом, поступово його руйнуючи. Тому зношування робочих поверхонь решіт розглядається як природній процес втрати форми при контактній взаємодії робочого органу із матеріалом, що подрібнюється.

Якість подрібнення залежить від фізико-механічних властивостей зернового матеріалу, які визначають його руйнівні характеристики. Так, вологість, перш за все, впливає на його міцність та в подальшому, на показник ефективності помелу. Із збільшенням вологості зернового матеріалу, збільшується його пластичність, що призводить до зростання в подрібнювальній камері інтенсивності ударів молотків та налипанням його на робочі органи. При подрібненні надмірно вологого зерна витрачається додаткова енергія та погіршується якість вихідного продукту. Також, подрібнення даного виду зерна, підвищує інтенсивність зношування, так само як і вплив агресивного середовища.

ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

*Котречко О.О., к.т.н., доц., Ружило З.В., к.т.н., доц.,
Новицький А.В., к.т.н., доц.*

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Довговічна і безвідмовна робота транспортерів ТСН-3.0Б, які використовують на тваринницьких фермах, в основному залежить від експлуатаційних якостей ланцюга. Дослідженнями встановлено, що вихід із ладу ланцюга транспортера при самих різних умовах роботи обумовлений зношуванням пари вісь-планка в місцях спряжених поверхонь або руйнуванням елементів ланцюга.

Руйнування ланок і вісей ланцюга можна віднести до числа випадкових, які викликані порушенням технологічної дисципліни при експлуатації транспортерів або неякісним металом. Питання збільшення терміну роботи транспортера ТСН-3.0Б можна вирішувати використовуючи леговані сталі або шляхом розробки нових технологічних схем зміцнення існуючих сплавів. Для сільськогосподарського машинобудування, де традиційно в якості конструкційного матеріалу використовують звичайні вуглецеві сталі, пошуки способів їх зміцнення є актуальними.

Ефективність різних зміцнюючих обробок оцінюють по комплексу отриманих властивостей, в тому числі порогу холодноламкості, крихкої міцності, роботі руйнування тощо. Усестороннє дослідження роботоздатності сталі дозволяє зробити висновок, що в даний час термомеханічна обробка (ТМО) є одним із основних промислових способів зміцнення металів, які працюють в умовах високих і складних схем навантаження.

ТМО штабової сталі 45 виконували по схемі, яка передбачала частковий розпад деформованого аустеніту в мартенсит в проміжній області і включала наступні операції: підстудження прокату до температури 850 - 900 °С; пластична деформація сталі; часткове охолодження прокату водою в охолоджуючій установці до температури 400 - 420 °С; пластична деформація прокату в кінцевій чистовій кліті з отриманням штабової стрічки розміром у потрібному перерізі 6×40 мм; кінцеве охолодження зміцненої штабової стрічки на повітрі.

Властивості сталі 45, отриманні згідно розроблених режимів ТМО, в порівнянні із її властивостями в гарячекатаному стані, приведені в таблиці 1.

Руйнування штампового інструменту в процесі виготовлення планок із термомеханічно зміцненої штабової стрічки при твердості сталі в межах 28-32 HRC не відбувалося. Це обумовлено отриманням дрібнозернистої структури, внаслідок чого в приграничних зонах зерен має місце локалізація деформації і розщеплення металу при штампуванні.

Таблиця 1

Механічні властивості сталі 45

Спосіб обробки сталі 45	Межа міцності, σ_s , МПа	Відносне видовження, φ , %	Твердість, HRC
Гарячекатана штабова стрічка	700-710	42-44	12-16
Термомеханічно зміцнена штабова стрічка	960-990	53-56	28-32

Висновок. Зростання міцності і твердості отримані при ТМО сталі 45 забезпечує підвищення стійкості планок транспортера проти спрацювання в 2,5-3 рази в порівнянні з планкам, виготовленими із прокату поставки металургійними заводами (гарячекатана сталь).

УДК 621.87

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ПОВОРОТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТРІЛОЮ

*Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Кадикало І.О., аспір., Марухненко І.Я., магістр.
Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Для оцінки динамічних навантажень, які виникають в приводі механізму повороту вантажопідйомного крана з балочною стрілою розроблена двомасова динамічна модель (рис. 1).

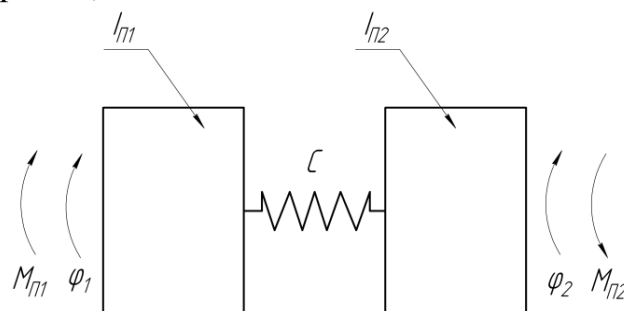


Рис. 1. Динамічна модель механізму повороту крана

При побудові цієї моделі вважалося, що усі елементи кранового механізму повороту є твердими тілами, крім елементів передавального механізму приводу. Вважаємо також, що вантаж жорстко з'єднаний зі стріловою системою. В цілому механізм повороту крана представлений як механічна система з двома ступенями вільності. За узагальнені координати прийняті кутові координати φ_1 і φ_2 відповідно зведених до вісі повороту стрілової системи мас приводного механізму $I_{П1}$ та мас стрілової системи разом з вантажем $I_{П2}$.

На основі розробленої динамічної моделі за допомогою принципу д'Аламбера складено математичну модель, яка являє собою систему двох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} I_{П1}\ddot{\varphi}_1 = M_{П1} - C(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_{П2}\ddot{\varphi}_2 = C(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{П2}, \end{cases} \quad (1)$$

де $M_{П1}$ – зведений до вісі повороту стрілової системи крана рушійний момент приводного механізму; $M_{П2}$ – зведений до вісі повороту стрілової системи крана момент сил опору; C – коефіцієнт жорсткості елементів передавального механізму приводу, зведений до вісі повороту крана.

В системі рівнянь (1) рушійний момент приводного механізму визначається зі статичної механічної характеристики асинхронного електродвигуна за допомогою формули Клосса:

$$M_{П1} = \frac{2M_{кр} \cdot u \cdot \eta}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 u}{\omega_o} + \frac{s_{кр}}{s_{кр} \left(1 - \frac{\dot{\varphi}_1 u}{\omega_o} \right)}}. \quad (2)$$

де $M_{кр}$ – критичний момент на валу електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η – ККД приводного механізму; ω_o – синхронна кутова швидкість електродвигуна; $s_{кр}$ – критичне ковзання електродвигуна, яке визначається за формулою:

$$s_{кр} = s_n \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right), \quad (3)$$

де $s_n = 1 - \omega_n / \omega_o$ – номінальне ковзання електродвигуна; $\lambda = M_{кр} / M_n$ – перевантажувальна здатність електродвигуна; M_n – номінальний момент на валу електродвигуна; ω_n – номінальна кутова швидкість електродвигуна.

Після підстановки залежностей (2) і (3) в систему рівнянь (1) отримаємо математичну модель динаміки руху механізму повороту вантажопідійомного крана з балочною стрілою.

Розв'язавши систему диференціальних рівнянь (математичну модель) отримаємо графічні залежності кутових швидкостей і прискорень (рис. 2, 3) та зусилля в пружному елементі приводу (рис. 4).

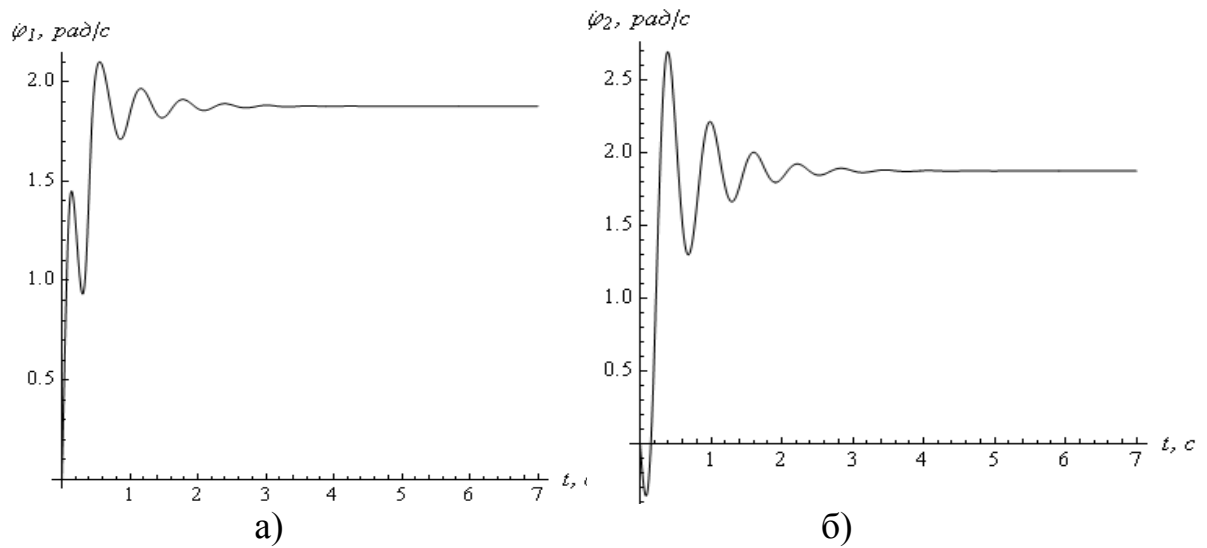


Рис. 2. Графіки кутових швидкостей від часу: а) $\dot{\varphi}_1$ б) $\dot{\varphi}_2$

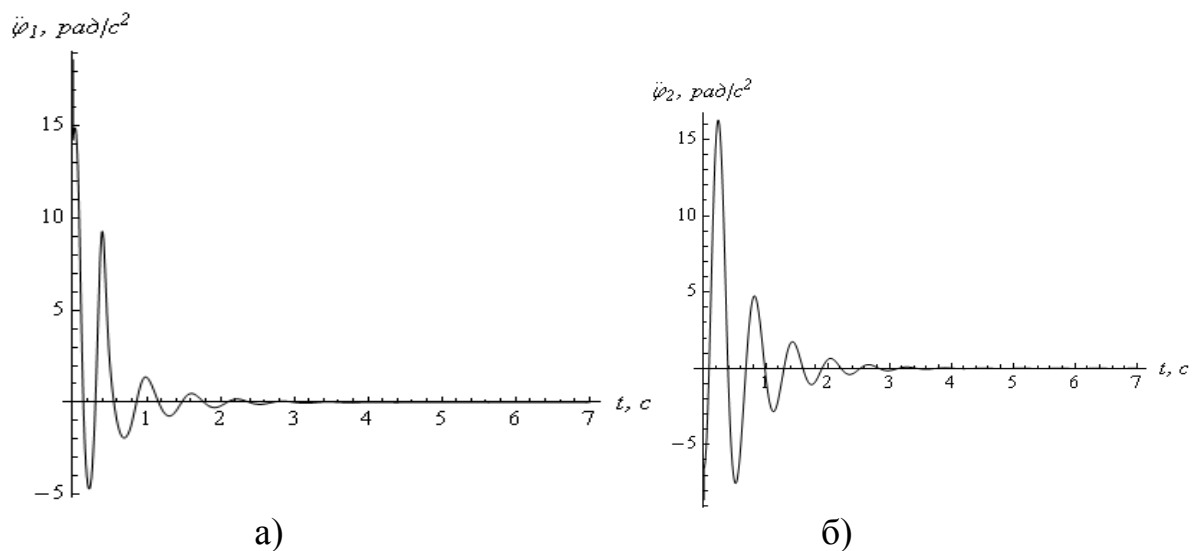


Рис. 3. Графіки кутових прискорень від часу: а) $\ddot{\varphi}_1$ б) $\ddot{\varphi}_2$

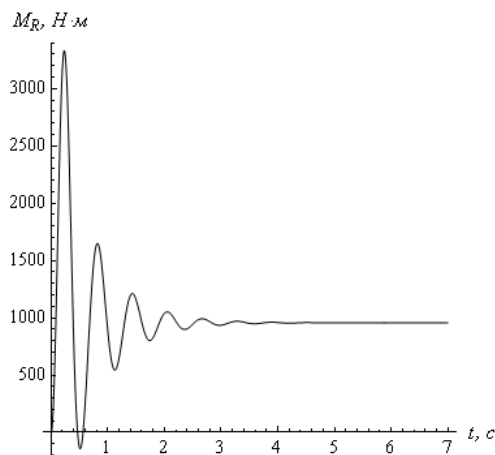


Рис. 4. Графік зміни динамічного зусилля в пружному елементі від часу

Висновок. Проаналізувавши отримані графічні залежності механізму повороту стрілового крана відзначимо, що швидкості як приводного механізму, так і поворотної частини мають на початку руху значні відхилення порівняно з усталеною швидкістю.

В пружній ланці динамічне зусилля в 4 рази перевищує номінальне значення. Тому є потреба подальших досліджень щодо їх мінімізації.

УДК 624.154

СУЧАСНИЙ СТАН ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ЖИТЛОВОМУ ФОНДІ УКРАЇНИ

Ярмоленко М.Г., к.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Енергозбереження в житловому фонді України (в тому що є і в тому що будується) на сьогодні є одною із найважливіших і найактуальніших проблем для нашої держави. Підтвердженням цього є ряд публікацій і в першу чергу:

- «Дзеркало тижня» від 02.04.2016 р.;
- «Нові технології в будівництві» - цілий ряд наукових статей;
- «Будівництво» Академії Будівництва України №1, 2009 рік та інші видання.

Враховуючи важливість цього питання група вчених на чолі з автором тез звернулись до Кабінету Міністрів України, Верховної Ради з пропозиціями про вирішення цієї проблеми.

Разом з Академією Будівництва нами розроблена концепція енергозбереження в житловому фонді України.

Але «віз і нині там». Продовжується будівництво житла з недовговічними способами опорядження, використанням вогнебезпечних і токсичних утеплювачів, з скляними стінами з освітленістю 98% замість 20% по нормам (вул. Павлівська, 1; Липківського (буд 4), Василевської (буд 2) та інші).

Ми вважаємо, що необхідно зупинити цю вакханалію, цю авантюру і як можна скоріше. Для цього ми підготували нову концепцію енергозбереження в житловому фонді України.

ПЕРЕТВОРЕННЯ ЦИЛІНДРА В ЦИКЛІДУ ДЮПЕНА ІЗ ЗБЕРЕЖЕННЯМ ІЗОМЕТРИЧНИХ КООРДИНАТ

Пилипака С.Ф., д.т.н., проф., Несвідоміна О.В., аспір.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Параметричні рівняння циліндра, віднесеного до ізометричних координат, мають вигляд:

$$X = R \cos \frac{s}{R}; \quad Y = R \sin \frac{s}{R}; \quad Z = u, \quad (1)$$

де s – довжина кола (основи циліндра), u – довжина прямолінійної твірної – є незалежні змінні поверхні.

Координатні лінії поверхні (1) – паралелі і меридіани – є лініями кривини. Відомо, що при інверсії поверхні сітка ліній кривини перетворюється в аналогічну сітку на новій поверхні. Покажемо, що ізометрична сітка після перетворення теж залишається ізометричною. Внаслідок застосування інверсії циліндр перетворюється у цикліду Дюпена, дві сім'ї ліній кривини якої є кола. Параметричні рівняння цикліди в загальному випадку запишуться:

$$X_{ц} = \frac{X + a}{X^2 + Y^2 + Z^2}; \quad Y_{ц} = \frac{Y}{X^2 + Y^2 + Z^2}; \quad Z_{ц} = \frac{Z}{X^2 + Y^2 + Z^2}, \quad (2)$$

де a – стала величина, яка задає зміщення вихідної поверхні (циліндра (1)) відносно центру кулі одиничного радіуса, яка є сферою інверсії (рис. 1). Після підстановки (1) в (2) і спрощень отримаємо параметричні рівняння цикліди:

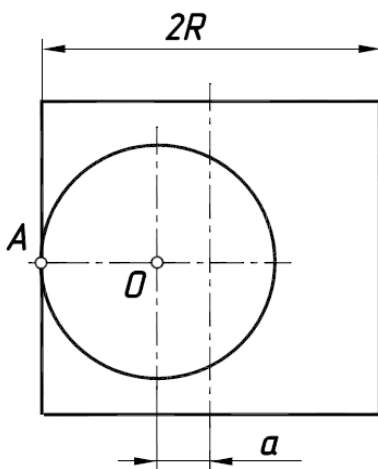


Рис. 1

$$\begin{aligned} X_{ц} &= \frac{R \cos \frac{s}{R} + a}{a^2 + R^2 + u^2 + 2aR \cos \frac{s}{R}}; \\ Y_{ц} &= \frac{R \sin \frac{s}{R}}{a^2 + R^2 + u^2 + 2aR \cos \frac{s}{R}}; \\ Z_{ц} &= \frac{u}{a^2 + R^2 + u^2 + 2aR \cos \frac{s}{R}}. \end{aligned} \quad (3)$$

При перетворенні інверсією точки, що лежать на поверхні сфери інверсії, переходять самі в себе. На рис. 1 точка A є спільною для сфери і циліндра, отже утворена за рівняннями (3) поверхня теж

повинна мати спільну точку із сферою. Крім того, якщо точки вихідної поверхні знаходяться зовні сфери, то після перетворення вони будуть всередині і навпаки. Всі точки зображеного на рис. 1 циліндра, окрім спільної точки, знаходяться зовні кулі, отже отримана за рівняннями (3) поверхня повинна бути всередині неї. На рис 2 зображено сферу інверсії і отриману поверхню, побудовану за рівняннями (3) при $a=0,2$ і $R=1,2$. Як видно із рис. 2, отримана цикліда знаходиться всередині сфери і має із нею спільну точку A . При інших співвідношеннях сталих a і R отримуємо цикліди різної форми.

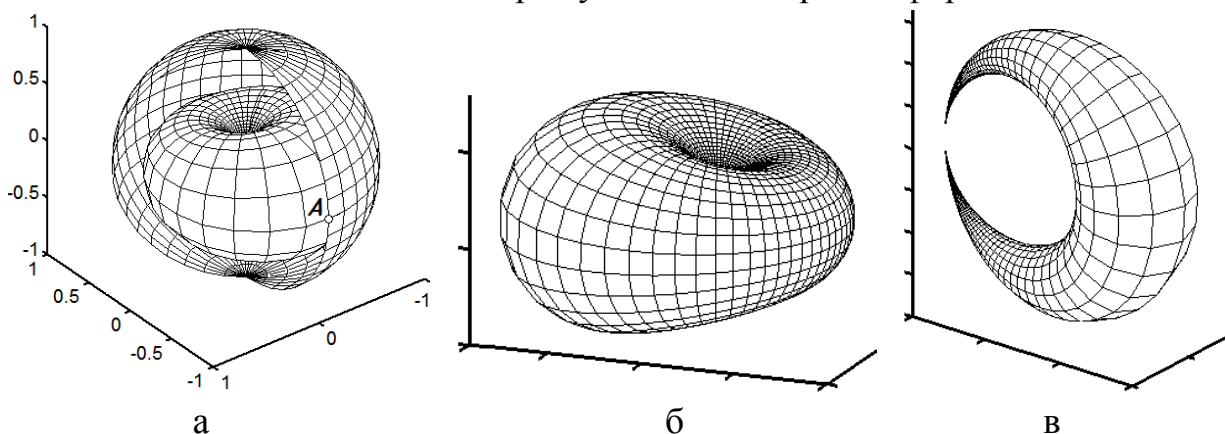


Рис. 2. Цикліди Дюпена: а) $a=0,2$; $R=1,2$; б) $a=3$; $R=12$; в) $a=4$; $R=1$

Знайдемо першу квадратичну форму поверхні (3). Її частинні похідні запишуться:

$$\begin{aligned} \frac{\partial X}{\partial u} &= -\frac{2u(1+\cos s)}{(2+u^2+2\cos s)^2}; & \frac{\partial Y}{\partial u} &= -\frac{2u \sin s}{(2+u^2+2\cos s)^2}; & \frac{\partial Z}{\partial u} &= \frac{2-u^2+2\cos s}{(2+u^2+2\cos s)^2}; \\ \frac{\partial X}{\partial s} &= -\frac{u^2 \sin s}{(2+u^2+2\cos s)^2}; & \frac{\partial Y}{\partial s} &= \frac{2+(2+u^2)\cos s}{(2+u^2+2\cos s)^2}; & \frac{\partial Z}{\partial s} &= \frac{2u \sin s}{(2+u^2+2\cos s)^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Знаходимо коефіцієнти першої квадратичної форми:

$$\begin{aligned} E &= \left(\frac{\partial X}{\partial u}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial u}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial u}\right)^2 = \frac{1}{(2+u^2+2\cos s)^2}; \\ F &= \frac{\partial X}{\partial u} \cdot \frac{\partial X}{\partial s} + \frac{\partial Y}{\partial u} \cdot \frac{\partial Y}{\partial s} + \frac{\partial Z}{\partial u} \cdot \frac{\partial Z}{\partial s} = 0; \\ G &= \left(\frac{\partial X}{\partial s}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial s}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial s}\right)^2 = \frac{1}{(2+u^2+2\cos s)^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Перший і третій коефіцієнти (5) рівні між собою, а середній дорівнює нулю. Отже, поверхня цикліди віднесена до ізометричних координат. Їх перша квадратична форма має компактний запис:

$$dS^2 = \frac{du^2 + ds^2}{(2+u^2+2\cos s)^2}. \quad (6)$$

Якщо циліндр розташувати по відношенню до сфери інверсії таким чином, щоб його прямолінійна твірна проходила через центр сфери, то отримаємо цикліду, у якої одне коло буде нескінченно великого радіуса, тобто буде прямою лінією.

УДК 621.43.068.4

ОСОБЛИВОСТІ НОРМУВАННЯ ШКІДЛИВИХ КОМПОНЕНТІВ У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ І СІЛЬСЬКО-ТА ЛІСОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ І САМОХІДНИХ МАШИН

Бешун О.А., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Зменшення навантаження на довкілля та економія енергетичних ресурсів на сьогоднішній день є найгострішими проблемами у світі. Не виключенням у цьому відношенні є галузі сільсько- і лісогосподарського виробництва, в яких задіяно велику кількість машин, обладнаних, як правило, дизельними двигунами. Останні, як відомо, є одними з найбільших забруднювачів довкілля і, як показує практика, далеко не вичерпали потенціалу свого вдосконалення.

Двома факторами, які останнім часом стимулюють провідні двигунобудівні корпорації та фірми кардинально вдосконалювати двигуни в т.ч. і дизельні, застосовуючи прогресивні новітні технології є введення на законодавчому рівні жорстких норм токсичності і димності ВГ (відпрацьованих газів) автотракторних двигунів та жорстка конкуренція. Сприяє цьому також стрімкий розвиток мікропроцесорної техніки, цифрових технологій, датчиків та виконавчих механізмів, які стають невід'ємними складовими сучасних двигунів і їх систем.

По відношенню до позашляхових машин і спецтехніки, до яких належать і сільсько- та лісогосподарські трактори і самохідні машини, в Європейському Союзі (ЄС) з метою зниження інтенсивності забруднення навколишнього повітря введені норми токсичності ВГ Stage, а в США – норми EPA Tier, на відміну від вимог до магістральної (дорожньої) техніки, на яку поширюються норми стандартів Euro і EPA Emission Standards відповідно.

Екологічні норми вмісту токсичних речовин у ВГ двигунів тракторів, самохідних машин, автомобілів і спеціальної техніки послідовно посилюються у всьому світі, у тому числі і в Україні. Тому норми токсичності набувають все більшого значення як для виробників цієї техніки, так і для експлуатаційників.

1 січня 2012 року ознаменувало вступ в силу нових норм токсичності і димності ВГ. Це – наступний етап заходів, спрямованих на зниження викидів нормованих шкідливих речовин, таких як оксиди азоту (NO_x), тверді частинки (сажа), незгорілі вуглеводні (C_nH_m) і монооксид вуглецю (CO) або, як його ще називають, чадний газ. Підкреслимо, що з 1 січня 2012 р. нові екологічні стандарти стосуються всієї сільсько- і лісгосподарської техніки (дизелів сільсько- і лісгосподарських тракторів, самохідних шасі, комбайнів та інших самохідних машин), причому введення норм Stage IIIb (Tier 4i) для тракторів і машин потужністю 177-762 к.с. сприятимуть зниженню викидів оксидів азоту (NO_x) до 15 %, частинок сажі – до 3 %, що є по суті викликом для виробників двигунів і машин. Крім того, в 2014 р. набули чинності норми Stage IV (Tier 4f), які сприяють зменшенню викидів оксидів азоту додатково до 3 %.

Норми Stage IV і Tier 4 токсичності ВГ дизельних двигунів позашляхових машин представлені в табл. 1 і 2 відповідно.

Таблиця 1.

Норми викидів шкідливих речовин згідно стандарту Stage IV

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO	C_nH_m	NO_x	PM
			г/(кВт·год)			
Q	$130 \leq N \leq 560$	Січень 2014 р.	3,5	0,19	0,4	0,025
R	$56 \leq N < 130$	Жовтень 2014 р.	5,0	0,19	0,4	0,025

Таблиця 2.

Норми викидів шкідливих речовин згідно стандарту Tier 4

Корисна потужність	Дата введення	CO	$NMHC^*$	$NMHC+NO_x$	NO_x	PM	
		г/(кВт·год)					
1	2	3					
$N < 8$ кВт	2008 р.	8,0	–	7,5	–	0,40	
$8 \text{ кВт} \leq N < 19$ кВт	2008 р.	6,6	–		–		
$19 \text{ кВт} \leq N < 37$ кВт	2008 р.	5,5	–		4,7	–	0,30
	2013 р.		–	–		0,03	
$37 \text{ кВт} \leq N < 56$ кВт	2008 р.	5,0	–	–		–	0,30
	2013 р.		–	–		–	0,03
$56 \text{ кВт} \leq N < 130$ кВт	2012-2014 р.р.	3,5	0,19	–	0,40	0,02	
$130 \text{ кВт} \leq N \leq 560$ кВт	2011-2014 р.р.			–			

Продовження таблиці 2

1	2	3				
Генераторні установки $N > 900$ кВт	2011-2014 р.р.	3,5	0,19	–	0,67	0,10
Всі двигуни, крім генераторів $N > 900$ кВт	2011-2014 р.р.			–	3,50	
Генераторні установки від 560 до 900 кВт	2015 р.			–	0,67	0,03
Всі двигуни, крім генераторів від 560 до 900 кВт	2015 р.			–	3,50	0,04

* NMHC – неметанові вуглеводні.

Основні технології, системи і агрегати для зниження викидів шкідливих речовин з ВГ дизелів наступні: *EGR* (рециркуляція ВГ), *SCR* (селективна каталітична нейтралізація ВГ (відновлення із застосуванням в якості реагента сечовини), *DOC* (каталітичний окислювальний нейтралізатор), *DPF* (сажовловлювач), *VGT* (турбокомпресор зі змінною геометрією), *HPCR* (акумуляторна система паливоподачі з високим (до 220 МПа) тиском впорскування), *ULSD* (дизельне паливо з наднизьким вмістом сірки) та ін.

УДК 62-531.9:62-544:621.436.45.02

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ З РЕГУЛЮВАННЯМ ПОТУЖНОСТІ ДЕАКТИВАЦІЄЮ ЦИЛІНДРІВ І ЦИКЛІВ З ВПЛИВОМ НА ПРОЦЕСИ ГАЗООБМІНУ

Бешун О.А., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Метод деактивації циліндрів для поліпшення економічності роботи ДВЗ (двигунів внутрішнього згорання) відомий досить давно. Наприклад, для бензинових двигунів його намагалися застосовувати ще на початку 20-го століття в 1905 р. і пізніше, в 1917 р., в США на 12-циліндровому двигуні з деактивацією 6-ти циліндрів.

В колишньому СРСР метод деактивації (відключення) циліндрів як спосіб підвищення експлуатаційних якостей бензинових ДВЗ, вперше був запропонований академіком Є.О. Чудаковим в далекому 1948 р.

Сутність цього методу, як випливає з його назви, полягала в тому, що на даних режимах відключають подачу палива і запалювання в частину циліндрів.

За кордоном даний метод з початку 80-х років реалізовано в серійному виробництві на автомобільних бензинових двигунах, які випускаються такими фірми-виробниками як General Motors, Chevrolet, Honda, Mercedes Benz, BMW, Volkswagen, Ford Motor та ін., а системи, які дозволяють реалізувати його в реальній експлуатації мають декілька комерційних назв, наприклад: *Variable Cylinder Management (VCM)* – Honda; *Active Cylinder Management (ACT)* – Volkswagen; *Cylinder on Demand System (SDS)* – Audi; *Active Cylinder Control (ACC)* – Mercedes Benz; *Active Fuel Management (AFM)* – General Motors, Chevrolet; *Multi-Displacement System (MDS)* – Dodge й ін. Частіше всього в англійській технічній літературі застосовується термін «Cylinder Deactivation» (деактивація циліндрів), в той час як в країнах СНД історично склалось так, що застосовується найчастіше термін «відключення циліндрів», а також (значно рідше) «регулювання потужності зміною робочого об'єму». Причому, незалежно від комерційних назв, всі перераховані системи функціонально аналогічні, і відрізняються лише у відношенні конструктивного виконання.

Якісно новим кроком в розвитку робіт по відключенню циліндрів стало створення принципово нового методу регулювання потужності двигуна – відключенням окремих робочих циклів.

Перші роботи зі створення та дослідження систем паливоподачі, що забезпечували регулювання потужності бензинового двигуна відключенням окремих робочих циклів, були проведені в середині 60-х років в КАДІ (нині НТУ) під керівництвом засновника цього методу проф. Андрусенко П.І. та проф. Філіпповим А.З. – автора докторської дисертації по даній проблемі та засновника відповідного наукового напрямку в НУБіП України. Надалі, в 90-их роках, коли з'явилися бензинові двигуни з розподіленою системою паливоподачі, цей метод, який позбавлений недоліків, притаманних методу відключення циліндрів, було більш глибоко досліджено і значно вдосконалено.

На дизельних ДВЗ метод деактивації циліндрів через складнощі створення відповідних систем почали досліджувати значно пізніше.

Певні наукові і практичні результати відносно дизелів досягнуті в роботах ЦНДІ МФ, РУДН, МАДІ, ПО «Пенздзельмаш», УкрДАЗТ, Сибірський державний університет шляхів сполучень (СДУШС), ВАТ «НТЦ «КамАЗ»», ВАТ ЯМЗ, ТОВ «ЧТЗ-Уралтрак», НВО ЦНДТА і в працях відомих вчених, таких як: Патрахальцев М.М., Березній В.В., Олесов І.Ю., Передрій В.Ф., Еміль М.В., Сімсон П.Е., Лазарєв А.А., Суркін В.І., Лінник А.В., Жерновий А.С., Андрес В.Р., Федянов Є.А., Костіков Ю.Г., Уханов Д.А., Федулов Р.В., Зленко М.А., Родіонов Ю.В., Гайсин Э.М., Балабін В.Н., Кузнецов М.В., Медведєв

А.Н., Бистров О.І., Галіуллін Р.Р., Кузнецов А.Г., Хусаїнов В.Н., Страшнов С.В., Шатров Є.В., Єстіфеев Б.В., Баширов Р.М., Ло Юань-Жун, Фудзісава Хидея, Бергман Норст, Нетман Річард, Сугасава Фукаши, Камлейтнер Евальд та ін.

В Україні такі дослідження проводилися на автомобілі МАЗ-500 з V-подібним 6-циліндровим дизелем ЯМЗ-236 ще наприкінці 70-х років, а також на дизелі Д-50 в Українському транспортному університеті та ДержавтотрансНДПроекті Мінтрансу.

На двотактному Д-100 і чотиритактних тепловозних дизелях типу 6ЧН31,8/33 (ПДГ1М), 12ЧН14/14, 6ЧН26/26, 8ЧН26/26, 16ЧН26/26, а також на тракторних дизелях 4Ч12/14 (СМД-14) і 6ЧН13/11,5 (СМД-62) – у Харківській державній академії залізничного транспорту спільно з ГСКБД та ОГК ПО “Пенздизельмаш”.

На дизелі КамАЗ-740 (8ЧН 12/12) в Національному університеті кораблебудування, а на дизелях будівельних машин – у Київському національному університеті будівництва й архітектури та в інших установах.

Глибокий аналіз літературних джерел дозволяє зробити висновок, що до теперішнього часу відсутні закінчені наукові розробки систем регулювання потужності дизелів деактивацією циклів з впливом на процеси газообміну, які можна було б рекомендувати до впровадження і освоєння у виробництві, а існуючі системи відключення циліндрів мають ряд суттєвих недоліків і знаходяться на стадії пошукових та не вийшли за межі лабораторних макетів. Тому в Національному університеті біоресурсів і природокористування України більш поглиблено досліджуються показники багатциліндрових дизельних двигунів з деактивацією циліндрів і циклів на режимах часткових навантажень і з синхронним припиненням процесів газообміну.

Технічно найпростіше і найдоцільніше реалізувати даний метод на двигунах, обладнаних акумуляторними системами паливоподачі типу Common Rail, які стрімко витісняють класичні системи паливоподачі.

В результаті розрахункових досліджень встановлено можливість зменшення витрати палива до 44,5 % залежно від швидкісних і навантажувальних режимів роботи ДВЗ.

Подальші дослідження спрямовані на експериментальне підтвердження зазначених даних та вивчення показників токсичності ВГ і динаміки двигунів.

СПОСОБИ ПРИГОТУВАННЯ КОНЦЕНТРОВАНИХ КОРМІВ

Соломка О.В., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Актуальність теми досліджень. В технології приготування концентрованих кормів самим поширеним і найбільш важливим є процес механічного подрібнення зерна. В залежності від конструктивного оформлення робочих органів подрібнювачів та фізико-механічних властивостей зернових матеріалів технологічний процес може здійснюватися за одним, або одночасно за декількома способами, що підтверджує актуальність теми досліджень.

Мета досліджень. Підвищення якості подрібнення зерна і зниження питомої енергоємності процесу на основі оптимізації взаємодії робочих органів подрібнювача з зерновим матеріалом з врахуванням його механічних властивостей.

Результати досліджень. Під подрібненням розуміють поділ матеріалу на дрібні складові частини під дією зовнішніх сил. В залежності від способу дії робочого органу на матеріал та виду деформацій, що виникають в ньому, подрібнення фуражного зерна може здійснюватися в результаті удару, стирання, сколювання, роздавлювання та різання. Слід відмітити, що такий поділ способів подрібнення досить умовний і в деяких літературних джерелах він подається дещо по іншому.

Удар – найбільш розповсюджений спосіб подрібнення. Розрізняють руйнування вільним ударом та ударом між двома робочими органами. Ефективність такого способу руйнування матеріалу залежить від кінетичної енергії тіла, що здійснює удар.

Стирання – досить давній, та найбільш поширений спосіб подрібнення зернових матеріалів, які руйнуються під дією сил стискання, розтягування та зрізування.

При сколюванні зерно руйнується на частинки в місцях концентрації навантажень, а в процесі роздавлювання – під дією навантажень по всьому об'єму у випадку, коли внутрішнє напруження в ньому перевищить межу міцності стискання.

При різанні зерно ділиться на частини заданої форми і розмірів в результаті руйнівної дії ріжучих робочих органів.

Доцільність та ефективність застосування того чи іншого способу руйнування визначається фізико-механічними властивостями зернового матеріалу і вимогами до його подрібнення.

Подрібнення міцних і крихких матеріалів доцільно здійснювати роздавлюванням і зломом, а міцних та в'язких – роздавлюванням і стиранням. Крупне подрібнення м'яких і крихких матеріалів бажано виконувати розколюванням, середнє і дрібне – ударом.

У промисловості подрібнення матеріалів проводять, як правило, сухим способом. Рідше застосовують вологе подрібнення, коли в завантажувальні пристрої машин розпилують воду для зменшення пилоутворення.

Як правило, в подрібнювачах зерна застосовують наступні комбінації різних способів його руйнування: руйнування ударом і стиранням при дії на частку робочих органів, які швидко обертаються; руйнування стисненням і зсувом (сколюванням або кришенням) при дії на частку двох поверхонь, одна з яких рухається швидко, а інша рухається з незначною швидкістю, або залишається нерухомою; руйнування стисненням, зсувом і розтиранням при дії на частку двох поверхонь, одна з яких рухома, а інша нерухома; руйнування роздавлюванням або плющенням (стисненням) часток між двома поверхнями, що рухаються з однаковою швидкістю. При виборі конкретної комбінації способів подрібнення фуражного зерна з метою приготування концентрованих кормів виходять із необхідного модуля помелу з мінімально можливим відхиленням розміру окремих часток від номінального значення та відсутності пиловидної фракції у подрібненому продукті.

На основі сказаного вище, можна сформулювати наступні вимоги до подрібнювачів фуражних зернових матеріалів, що використовуються для приготування концентрованих кормів безпосередньо в господарствах:

- забезпечення подрібнення різних видів зернових матеріалів і отримання крупки фіксованого і рівномірного ступеня подрібнення з незначною кількістю мучнистої пиловидної фракції;
- досягнення достатньо високої якості подрібненого матеріалу при незначних витратах енергії та невеликих габаритах подрібнювача;
- забезпечення швидкого видалення подрібненого продукту із робочої камери і мінімального його нагрівання;
- висока зносостійкість робочих органів та надійність в роботі;
- низька собівартість готового продукту;
- простота конструкції і зручність в обслуговуванні.

Висновки. Руйнування зернових матеріалів ударом з мінімально можливим стиранням є найбільш доцільним для застосування в технології приготування концентрованих кормів з точки зору одержання їх у вигляді

крупки з незначним вмістом мучистої пиловидної фракції. Слід зазначити, що створення машин для приготування кормів в підсобних господарствах обмежується додатковими умовами: незначна добова потреба в кормах, необхідність забезпечення низької вартості машин, викликане малим питомим навантаженням, наявність малопотужного електроприводу (до 1,0 кВт), розрахованому, в основному, на однофазну електричну мережу.

УДК 621.867.13

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

*Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Ромасевич Ю.О., д.т.н., доц.,
Шалатовська К.М. аспір.*

Національний університет біоресурсів та природокористування України

Для проведення оптимізації режиму пуску стрічкового конвеєра побудовано динамічну модель, яка зображена на рис. 1. Було прийнято, що всі елементи стрічкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, крім елементів передавального механізму і тягового органу, які володіють пружними властивостями. При цьому корпус приводу конвеєра і вали приводного і натяжного барабанів закріплені абсолютно жорстко.

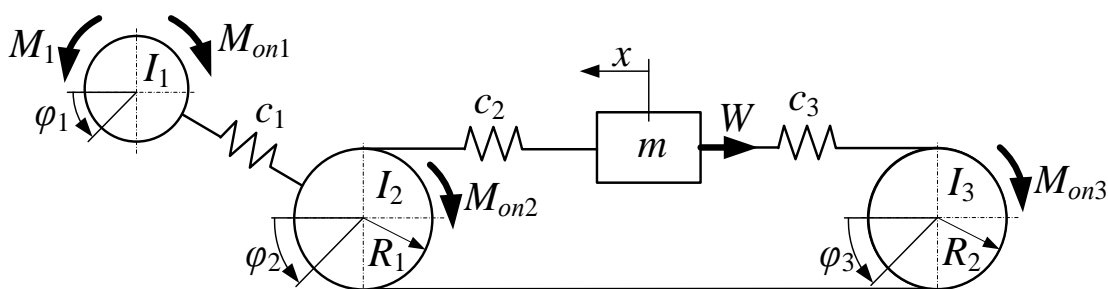


Рис. 1. Динамічна модель стрічкового конвеєра

На рис. 1 прийняті наступні позначення: c_1 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, приведений до осі повороту приводного барабана; c_2 та c_3 – приведені коефіцієнти жорсткості робочої гілки конвеєра до приведеної маси m та після неї; R_1 і R_2 – радіус приводного та натяжного барабана відповідно; M_1 , M_{on1} , M_{on2} , M_{on3} – приведені до приводного барабана рушійний момент двигуна, момент сил тертя на валу двигуна, моменти сил тертя на приводному і натяжному барабані відповідно; W – сила опору переміщенню робочої гілки конвеєра; m – приведена до поступального руху маса робочої

гілки конвеєра і транспортованого вантажу; I_1, I_2, I_3 – приведені моменти інерції приводу, приводного і натяжного барабана відповідно.

На основі динамічної моделі, яка показана на рис. 1, складено систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = M_1 - c_1(\phi_1 - \phi_2) - M_{on1}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = c_1(\phi_1 - \phi_2) - c_2 R_1(\phi_2 R_1 - x) - M_{on2}; \\ m \ddot{x} = c_2(\phi_2 R_1 - x) - c_3(x - \phi_3 R_2) - W; \\ I_3 \ddot{\phi}_3 = c_3 R_2(x - \phi_3 R_2) - M_{on3}. \end{cases} \quad (1)$$

Виконано постановку задачі оптимального керування рухом стрічкового конвеєра під час його розгону. Критерієм оптимізації обрано інтегральний функціонал, який комплексно відображає небажані динамічні на енергетичні показники стрічкового конвеєра, його передавальних механізмів та стрічки, який потрібно мінімізувати:

$$I = \left(\frac{1}{T} \int_0^T (M_1^2 \delta_1 + (c_1(\phi_1 - \phi_2))^2 \delta_2 + (c_2(\phi_2 R_1 - x))^2 \delta_3) dt \right)^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де T – тривалість розгону транспортуючої машини; $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – постійні коефіцієнти, які визначаються із наступних співвідношень:

$$\begin{cases} \delta_1 = \frac{k_1}{\tilde{M}_{ном}^2}; \\ \delta_2 = \frac{k_2}{\tilde{M}_{ном}^2}; \\ \delta_3 = \frac{(1 - k_1 - k_2)}{W}; \\ k_1 + k_2 \in [0; 1], \end{cases} \quad (3)$$

де k_1, k_2 – вагові коефіцієнти, які визначають важливість відповідної складової у виразі (2); $\tilde{M}_{ном}$ – приведений до приводного барабана номінальний крутний моменту двигуна. Використання виразів (3) дає змогу привести підінтегральний вираз критерію (2) до безрозмірного вигляду.

Мінімізація виразу при коефіцієнті δ_1 у критерії (2) дозволить зменшити небажані енергетичні втрати під час пуску конвеєра та знизить рівень динамічних навантажень в електродвигуні. Мінімізація виразів при коефіцієнтах δ_2 та δ_3 у критерії (2) дозволить зменшити динамічні навантаження у передавальних механізмах конвеєра та у стрічці відповідно.

РОБОЧИЙ ОРГАН ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧА

Котречко О.О., к.т.н., доц., Ружило З.В., к.т.н., доц.,

Новицький А.В., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Ущільнені ґрунти після впливу на них машинотракторних агрегатів зменшують врожайність сільськогосподарських культур. Для відновлення структури ґрунтів використовують глибокорозпушувачі, які забезпечують без їх обертання глибоке рихлення, кришення і часткове перемішування.

Метою даної роботи є розробка конструкції робочих органів глибокорозпушувача для якісного обробітку твердих і задернілих ґрунтів при менших енерговитратах.

Відомий робочий орган глибокорозпушувача [1], виконаний у вигляді стояка з долотом, який жорстко закріплений на рамі знаряддя.

Недоліком відомого робочого органу глибокорозпушувача є значний тяговий опір, особливо при деформації важких ґрунті.

Відоме ґрунтообробне знаряддя [2], що містить раму із окремих трьох секцій, до яких кріплять робочі органи у вигляді стійок з лапами так, щоб забезпечити пошарове розпушування ґрунту у вертикальній площині загальну глибину до 0,4м. Така конструкція знаряддя покращує якість обробітку ґрунту, але з врахуванням ваги трьох секцій з робочими органами, його металоємність є великою. Крім того, відповідно збільшується і тяговий опір знаряддя.

Відомі плоскорізальні робочі органи для безвідвальної обробки ґрунту у вигляді важких універсальних стрільчатих лап [3], стояки яких жорстко закріплюють на граділях рами у вертикальній площині у два ряди так, щоб забезпечити розпушування ґрунту пошарово за один прохід: спочатку верхньою лапою, а потім нижньою.

До недоліку відомої конструкції, по-перше, можна віднести велику металоємність знаряддя. По-друге, жорстке кріплення стояків стрільчатих лап до рами знаряддя, в разі попадання в зону обробки перешкод (каміння, тверді тіла) може викликати їх руйнування.

З врахуванням вказаних недоліків була розроблена і запропонована до виробництва конструкція робочого органу глибокорозпушувача [4], яка одночасно зменшує металоємність і енерговитрати на обробіток ґрунту. При цьому робочий орган глибокорозпушувача має стояк з верхньою вертикальною частиною і нижньою частиною відігнутою назад, на яких кріплять відповідно

верхнє і нижнє долота. Крім того, нижнє долото розміщують відносно верхнього по напрямку руху знаряддя на відстані L , з можливістю попереднього розпушування верхнім долотом верхнього шару ґрунту товщиною h_1 до початку врізання нижнього долота у нижній шар ґрунту h_2 , забезпечуючи загальну глибину обробітку $H = h_1 + h_2$.

З метою зменшення тягового опору знаряддя, доцільно здійснювати примусове коливання стояка під дією гідровібратора. Для цього до верхнього кінця шатуна кріплять шток гідровібратора, з'єданого шарніром з кронштейном рами.

Працює ґрунтообробний робочий орган глибокорозпушувача наступним чином. При включеному гідровібраторі коливання передаються від штока через шатун на стояк. Під час руху стояка за рахунок створених коливань у ґрунті виникають хвильові процеси, які зменшують опір його деформації, чим досягається енергетичний ефект роботи знаряддя.

Розроблена конструкція робочого органу глибокорозпушувача, внаслідок роздільної почергової деформації ґрунту на різних висотах у відповідності до агротехнічних вимог, зменшує тяговий опір знаряддя і може бути рекомендована для впровадження у виробництво.

Список використаних джерел:

1. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник /Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін. За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта 2004 – 544 с.
2. А.с. SU №1757483, А01В13/08. Бюл. №32 от 30.08.1992 г.
3. Патент України на винахід №54602 А01 В376/00. Бюл. №5 від 15.07.2002 р.
4. Патент України на корисну модель №95147 А01 В13/08. Бюл. №23 від 10.12.2014 р.

УДК 621.86

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА

*Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Ромасевич Ю.О., д.т.н., доц., Сподоба О.О., аспір.
Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Сучасні крани маніпулятори набули широкого застосування у всіх сферах промисловості. Їх використовують у лісовідновних роботах, будівельній галузі, застосовують для монтажу та демонтажу технологічного обладнання тощо. У

зв'язку з таким широким застосуванням кранів-маніпуляторів потрібно проводити дослідження його динаміки, для розробки в подальшому ефективних алгоритмів, визначення їх основних статичних та динамічних характеристик. Моделювання динаміки керованого руху маніпулятора може слугувати початковим матеріалом для проектування приладів керування і синтезу їх основних динамічних характеристик. Виявлення характеристик крана-маніпулятора в процесі роботи дозволить підвищити якість керування, а також реалізувати заданий закон руху з потрібною точністю.

Повний опис рухів крана-маніпулятора можна отримати за допомогою методу Лагранжа-Ейлера для неконсервативних систем. При цьому орієнтація крана-маніпулятора представлена за допомогою кутів Ейлера, тобто описом взаємного положення ланок стрілової системи крана-маніпулятора за допомогою однорідних координат і матриць перетворення між ними, а динаміка представлена за допомогою рівняння Лагранжа-Ейлера:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial L}{\partial q_1} = Q_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial L}{\partial q_2} = Q_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_3} - \frac{\partial L}{\partial q_3} = Q_3; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_4} - \frac{\partial L}{\partial q_4} = Q_4; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_5} - \frac{\partial L}{\partial q_5} = Q_5; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_6} - \frac{\partial L}{\partial q_6} = Q_6. \end{array} \right. \quad (1)$$

де L – функція Лагранжа, $L = K - P$;

K – повна кінетична енергія;

P – повна потенціальна енергія;

q_{1-6}, \dot{q}_{1-6} – узагальнені координати та її похідні за часом;

Q_{1-6} – узагальнені не потенціальні моменти та сили в ланках.

Математична модель синтезована на основі узагальненої схеми динамічної системи крана-маніпулятора. При її побудові було прийнято ряд припущень, а саме:

- кран-маніпулятор представлений як шарнірно-з'єднаний просторовий незамкнутий багатоланковий механізм;
- кожній ланці крана-маніпулятора присвоєна локальна система координат;

- зв'язки є голономними і стаціонарними;
- люфти та сили сухого тертя в шарнірах відсутні;
- сили реакції опор представлені як пружно-в'язкі зв'язки.
- кожна ланка має свою масу m .

Описування точок тривимірного простору однорідними координатами дозволяє ввести матричне перетворення, яке вміщає одночасно поворот і паралельний перехід, зміну масштабу і перетворення перспективи. Тому для подальшого математичного опису крана-маніпулятора був використаний метод однорідних координат та введені матриці елементарних поворотів кутів Ейлера.

Матриця повороту кутів Ейлера записується:

- для повороту навколо вісі OX на кут α :

$$R_{\alpha} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}; \quad (2)$$

- для повороту навколо вісі OY на кут β :

$$R_{\beta} = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}; \quad (3)$$

- для повороту навколо осі OZ на кут θ :

$$R_{\theta} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Матриці (2) – (4) називають матрицями елементарних поворотів. Будь-які інші кути поворотів можна отримати з них.

УДК 631.355.075

ВДОСКОНАЛЕННЯ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Онищенко В.Б., к.т.н., доц., Сучок М.В., магістр

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Створення стійкої кормової бази тваринництва є однією з найважливіших проблем розвитку сільськогосподарського виробництва.

У кормовому балансі основне місце займають природні сінокоси і сіяні трави. Із трав одержують сіно, трав'яні букети, сінаж, частково силос, а також високовітамінний корм – трав'яне борошно.

Для одержання високоякісних кормів і запобігання втратам трави необхідно скошувати в кращі агротехнічні строки, правильно вибирати технологію і комплекси машин, налагоджувати на оптимальні режими машини, збирання проводити в стислі строки, застосовувати прогресивні методи організації і оплати праці.

Розрізняють сегментно-пальцеві, двоножеві безпальцеві та ротаційні різальні апарати косарок. Сегментно-пальцеві характеризуються відстанню t між осьовими лініями сусідніх сегментів ножа та відстанню t_0 між осьовими лініями проти ріжучих пластин сусідніх пальців та ходом ножа S . Відповідно до цих параметрів існують апарати низького різання з одинарним ($t=t_0=S$) та подвійним ($t=t_0=2S$) пробігом ножа; апарати з подвійним пробігом ножа; апарати низького різання ($t = 2t_0 = S$); апарати середнього різання ($t=kt_0=S$, де $1 \leq k \leq 2$). В Україні виробляються такі косарки як: КРН-2,1, КРН-2,0. Із закордонних виробників найбільш відомі такі: Kuhn (Франція), Claas (Німеччина), Crone (Німеччина). Різальний апарат для польового корму являє собою потужний ріжучий механізм шириною зрізу 5,1 м, придатний для скошування польового корму, трави та чагарникових насаджень до висоти 1,5 м і для укладання у валок на ширину 1,8 м до 2,0 м. Широкий ріжучий апарат особливо придатний для роботи на великих і рівних площах. Зважаючи на висвітлені в літературі аспекти підвищення продуктивності скошувальних агрегатів та сучасний стан виробництва косарок доцільно збільшити висоту сегментів та режимів роботи сегментно-пальцевого різального апарата з можливістю подальшого (до 12-14 км/год) підвищення робочої швидкості косарок.

УДК 631.333

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗКИДАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ

*Онищенко В.Б., к.т.н., доц., Сколота М.В., магістр
Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Якісне приготування і своєчасне внесення органічних добрив в потрібних дозах призводить до підвищення родючості ґрунтів.

Дослідження і дослідно-конструкторські роботи по механізації процесів зберігання, приготування і внесення органічних добрив спрямовані на вирішення таких питань, як цілковите використання властивостей добрив і підвищення їх окупності.

Успішно справитися з цими задачами можна при впровадженні прогресивних технологій і високопродуктивних засобів механізації, забезпечуючих приготування добрив із заданими властивостями і їх внесення з необхідною якістю і мінімальними витратами праці і засобів.

Якість робіт по внесенню органічних добрив залежить головним чином від їх фізико-механічних властивостей, досконалості функціональної схеми машини, оснащеності агрегату контрольними-вимірними приладами. Кваліфікація механізаторів, технічний стан машини, вибраний режим роботи, умови експлуатації і заходи матеріального стимулювання виконавців також впливають на якість операцій.

При роботі за найбільш розповсюдженою конструктивно-компоновочною схемою сучасних кузовних розкидачів органічних добрив маса гною в кузові подається ланцюгово-планчатим транспортером на бітерний розподільний робочий орган, розташований над заднім краєм кузова. При цьому органічні добрива викидаються назад і вбік від напрямку руху розкидача, що є нерационально з точки зору ефективного використання потужності розкидання.

Характерними особливостями епюри розподілу добрив при даному способі внесення є її симетричність відносно поздовжньої осі розкидача та плавне зменшення дози добрив на периферії полоси розсіву. Такий характер епюри вимагає водіння агрегату при суміжному проході на відстані половини робочої ширини захвату від краю полоси внесення та роботи з оптимальною величиною перекриття.

На практиці дотримати цих величин при роботі широкозахватних агрегатів без застосування двостороннього маркера не представляється можливим. Відхилення від заданого прямолінійного напрямку руху становить: при робочій ширині захвату 6 м - 20...25 %, 10 м - 25...30 %, 14 м - 30...40 %, так що на окремі ділянки поля вноситься подвійна доза, а на інших залишаються огріхи.

В той же час, використання маркера ускладнює конструкцію і знижує надійність розкидача а також суттєво знижує його продуктивність через додаткові витрати часу на переведення маркера з транспортного положення в робоче і навпаки при кожному робочому циклі, а тому є неприйнятним.

Також відома така схема розкидача, при якій органічні добрива викидаються в один бік по ходу руху агрегату роторними або ланцюгово – планчатими розподільними робочими органами (РПН - 4, Unisread 860, John

Deere - 876), що дозволяє найбільш раціонально використовувати потужність трактора. При даній схемі роботи орієнтир для водіння агрегата, за який служить край полоси внесених добрив, наближено до поздовжньої осі трактора, що покращує якість стикування суміжних проходів.

Проте, при роботі за даною схемою та човниковому способі руху тільки половина робочих ходів буде здійснюватись по краю полоси, інша половина проходів агрегата відбуватиметься збоку від цієї полоси зі значними відхиленнями.

Вказаний недолік частково може бути усунутий застосуванням інших способів руху розкидача по полю.

Загінковий спосіб руху може виконуватись всклад, врозгін, або бути комбінованим. Він вимагає точної розбивки поля на загінки та створення ліній просівів для перших проходів. В іншому ж випадку (без розбивки поля) не можливо уникнути пропусків або подвійного внесення гною на окремих ділянках. Крім того, при цьому способі зростає довжина і кратність холостих переїздів на поворотних полосах та ущільнення ґрунту на них. В реальних виробничих умовах збільшення загальної довжини холостих переїздів при загінковому способі руху не перевищує 5...7 %.

При цьому способі робочі ходи здійснюють в одному напрямку смуга за смугою.

Такий спосіб руху є ідеальним у випадку, коли довжина гону кратна довжині робочого ходу розкидача, і завантажений розкидач під'їжджає до поля завжди з одного боку. Проте, на практиці такий випадок трапляється рідко. В абсолютній же більшості випадків розкидач знаходиться на кінці гону з частково опорожненим кузовом і повинен вхолосту переїжджати на початок гону.

Розкидач органічних добрив містить карданний вал, нижній конвеєр, зв'язаний через конічно-циліндричний редуктор, ланцюгову передачу і карданний вал із валом відбору потужності трактора. Над задньою частиною конвеєра встановлені подавальний барабан і шнек-розширювач. В кінці конвеєра встановлені додаткові подрібнювальні барабани. Під барабанами встановлено поперечний стрічковий транспортер. По обидві сторони транспортера встановлено правий і лівий лопатеві розподільні ротори. На приводі лівого ротора встановлено циліндричний редуктор, а на гідравлічному приводі встановлені гідромуфти.

Доза внесення добрив регулюється шляхом зміни швидкості руху планчастого транспортера при встановленні змінних приводних зірочок.

ИССЛЕДОВАНИЕ АГРЕГИРОВАНИЯ БОТВОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ С КОЛЕСНЫМ ИНТЕГРАЛЬНЫМ ПРОСАПНЫМ ТРАКТОРОМ ТЯГОВОГО КЛАССА 3

Игнатъев С.И., инженер

Таврийский государственный агротехнологический университет

Современные технологии уборки ботвы сахарной свеклы предполагают вначале сплошной безкопирный срез основного массива зеленой массы и последующую индивидуальную доочистку головок корнеплодов от остатков ботвы. Использование ботвоуборочных машин в качестве самостоятельных уборочных модулей позволяет агрегатировать их с различными типами пропашных тракторов. Это вызывает необходимость в определении соответствия той или иной ботвоуборочной машины тягово-энергетическим параметрам агрегируемых тракторов, что будет обеспечивать высокую эффективность использования предлагаемых уборочных машинно-тракторных агрегатов.

Агрегирующий трактор должен быть пропашным, т.е. оборудованным узкими шинами, установленными на соответствующую ширину колеи, т.е. соответствующую рядность посевов корнеплодов сахарной свеклы. Кроме того, ботвоуборочные машины обязательно должны быть фронтально навешенными на агрегирующее энергетическое средство (трактор).

Предложена конструкция ботвоуборочной машины, что осуществляет сплошной безкопирный срез основной массы ботвы, погрузку скошенной массы в рядом идущее транспортное средство и которая фронтально навешивается на колесный трактор (рис. 1).

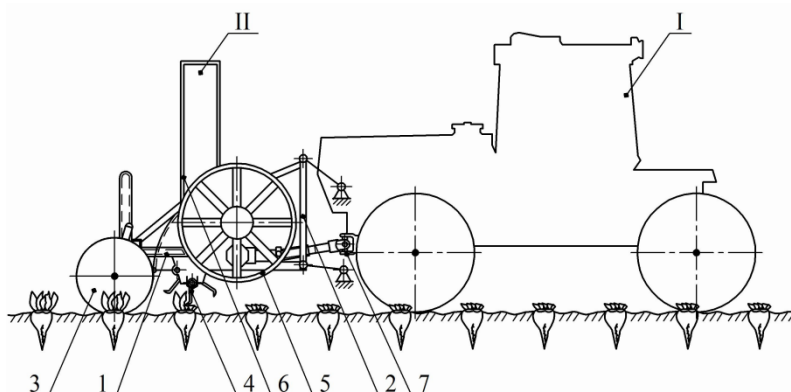


Рис. 1. Ботвоуборочный агрегат для уборки ботвы сахарной свеклы:

I – колесный пропашной трактор; II – фронтально навешенная ботвоуборочная машина; 1 – рама; 2 – навесное устройство; 3 – копирующее колесо; 4 – роторный ботвосрезающий аппарат; 5 – транспортирующий рабочий орган; 6 – загрузочное устройство; 7 – привод

Разработана теория эффективного агрегатирования фронтально навешенной на колесный трактор ботвоуборочной машины с использованием общеизвестных зависимостей по определению производительности машинно-тракторного агрегата.

Проведено численное моделирование составленной математической модели с использованием заданных конкретных (усредненных) значений параметров фронтально навешенной ботвоуборочной машины при агрегатировании с универсально-пропашными и интегральными колесными тракторами.

На основании проведенных аналитических исследований построена новая математическая модель эффективного агрегатирования фронтально навешенных на колесные трактора ботвоуборочных машин, которая описывает условия эффективного агрегатирования, что дает возможность определить рабочую скорость и производительность различных машинно-тракторных агрегатов.

В результате численного моделирования на ПК установлено, что колесный трактор класса 3 будет обеспечивать достаточно высокую производительность при агрегатировании навесной шестирядной ботвоуборочной машины при любых значениях удельного сопротивления, а благодаря запасу мощности остается возможность применения задненавесного доочистителя головок или свеклоуборочной машины.

Колесные тракторы класса 0,9 и 1,4 будут обеспечивать достаточную и устойчивую производительность лишь только при агрегатировании трех или четырехрядных ботвоуборочных машин, а использование шестирядной машины возможно лишь при малых значениях удельного сопротивления.

Результаты проведенного аналитического исследования, а также разработанная программа численного моделирования на ПК дают возможность определять оптимальные параметры не только свеклоуборочных, а и других агрегатов по критериям производительности и энергоемкости.

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ НЕДОЛІКИ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВЛАШТУВАННЯ ПОКРІВЕЛЬ

Ярмоленко М. Г., к.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Основними питаннями, що пов'язані з конструктивно-технологічними недоліками сучасних технологій влаштування покрівель є:

- Сучасна класифікація покрівель;
- Загальні конструктивно-технологічні недоліки технологій влаштування покрівель;
- Недоліки при влаштуванні покрівель із штучних матеріалів (азбестоцементні, металеві, черепиця);
- Недоліки при влаштуванні мастикових покрівель;
- Конструктивно-технологічні рішення по влаштуванні покрівель в нових ДБН, розроблених з участю автора доповіді.

В нових будівельних нормах приведені найсучасніші конструктивні рішення, нові технології влаштування покрівель з використанням нових ефективних покрівельних матеріалів, в тому числі екологічно чистих місцевих матеріалів, які використовувались в Україні споконвіку.

ОБ УПРАВЛЕНИИ УГЛОВОЙ СКОРОСТЬЮ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОГО ТОКА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ

Хорошун А.С., к.ф.-м.н.,

Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины

Согласно [1], динамика двигателя постоянного тока последовательного возбуждения (ДПТ ПВ) описывается системой дифференциальных уравнений следующего вида:

$$\begin{cases} L \frac{di}{dt} = -Ri - K_m L_f i \omega + V, \\ J \frac{d\omega}{dt} = K_m L_f i^2 - D\omega - M, \end{cases} \quad (1)$$

где i – сила тока в цепи, ω – угловая скорость вращения мотора, V – напряжение, подающееся на вход, R – суммарное сопротивление обмотки возбуждения и обмотки якоря, L – суммарная индуктивность обмотки возбуждения и обмотки якоря, L_f – индуктивность обмотки возбуждения, K_m – коэффициент противо-ЭДС, J – момент инерции ротора, D – коэффициент вязкого трения, M – крутящий момент двигателя. ДПТ ПВ вращает вал электромотора с постоянными магнитами, который работает в режиме генератора и замкнут на внешнем сопротивлении R_L . В этом случае $M = \frac{K_{mL}^2 \omega}{R_{aL} + R_L}$, где R_{aL} – сопротивление обмотки якоря, а K_{mL} – постоянная момента электромотора с постоянными магнитами.

Подставив значение M в (1) и обозначив $y_1 = \omega$, $y_2 = i$, представим (1) в виде

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = \frac{K_m L_f}{J} y_2^2 - \frac{D + \frac{K_{mL}^2}{R_{aL} + R_L}}{J} y_1, \\ \dot{y}_2 = -\frac{R}{L} y_2 - \frac{K_m L_f}{L} y_1 y_2 + \frac{1}{L} V. \end{cases} \quad (2)$$

Следуя [2], обозначим $T_m = \frac{J}{D}$ и $T_e = \frac{L}{R}$ – механическая и электрическая временные константы, соответственно, и введем новую временную шкалу $\tau = \frac{t}{T_m}$. Тогда систему дифференциальных уравнений (2) приведем к следующему быстро-медленному виду:

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{d\tau} = \frac{K_m L_f}{D} y_2^2 - y_1 - \frac{K_{mL}^2}{(R_{aL} + R_L)D} y_1, \\ \varepsilon \frac{dy_2}{d\tau} = -y_2 - \frac{K_m L_f}{R} y_1 y_2 + \frac{1}{R} V, \end{cases} \quad (3)$$

где $\varepsilon = \frac{T_e}{T_m}$ – малый параметр, поскольку, обычно, $T_m \gg T_e$. Обозначим

$$a = -1 - \frac{K_{mL}^2}{(R_{aL} + R_L)D}, \quad b = \frac{K_m L_f}{D}, \quad c = -\frac{K_m L_f}{R}, \quad a < 0, \quad b > 0, \quad c < 0$$

и предположим, что параметры математической модели (3) в следствии некоторых причин, как-то: неточности измерительных приборов, изменения характеристик среды и\или системы и.т.п., определены неточно, то есть величины a , b и c будем считать непрерывно зависимыми от некоторого значения скалярного параметра $p \in R$, который принадлежит замкнутому множеству $P \subset R$. Сам характер зависимости имеет произвольный характер и конкретизируется в процессе моделирования

исследуемой механической системы. Константы T_e и T_m считаем независимыми от p , то есть величины J , D , L и R измерены точно. Таким образом, из (3) получим

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{d\tau} = a(p)y_1 + b(p)y_2^2, \\ \varepsilon \frac{dy_2}{d\tau} = -y_2 + c(p)y_1y_2 + \frac{1}{R}V. \end{cases} \quad (4)$$

Относительно величин $a(p)$, $b(p)$, $c(p)$ и области P сделаем следующее предположение:

Предположение 1. Пусть величины $a(p)$, $b(p)$, $c(p)$ и область P таковы, что $a(p) < 0$, $b(p) > 0$, $c(p) < 0$ для всех $p \in P$.

Требуется найти такую зависимость, согласно которой изменяется напряжение, подающееся на вход ДПТ ПВ, чтобы угловая скорость вращения ДПТ ПВ стремилась к заданной величине $\bar{\omega}$ при $t \rightarrow \infty$.

Пусть сила тока в цепи ДПТ ПВ стремится к величине $I(p)$, $p \in P$, если $\omega \rightarrow \bar{\omega}$. Иными словами, пусть $(\bar{\omega}, I(p))$ – состояние равновесия системы дифференциальных уравнений (4) при управлении V . Из первого уравнения системы дифференциальных уравнений (4) получим, что равновесное значение силы тока равно $\sqrt{\frac{-a(p)\bar{\omega}}{b(p)}}$, $p \in P$. Пусть напряжение, которое подается на вход ДПТ ПВ изменяется по закону, который имеет вид

$$V(p) = -RI(p)K + R(1 - c(p)\bar{\omega} + K)y_2, \quad p \in P, \quad (5)$$

где $K < 0$ – некоторая константа. Сформулируем основной результат.

Теорема. Пусть величины $a(p)$, $b(p)$, $c(p)$ и множество $P \subset R$ таковы, что выполняются условия Предположения 1. Тогда для каждого значения параметра p из P существует управление вида (5) такое, что угловая скорость ДПТ ПВ, поведение которого описывается системой дифференциальных уравнений (4) при данном значении параметра, управлением (5) приводится к заданной величине $\bar{\omega}$ при $t \rightarrow \infty$, в независимости от начальных значений переменных.

Замечание 1. Иными словами, управление $V(p)$ при выполнении условий Предположения 1 обеспечивает глобальную асимптотическую устойчивость состояния равновесия $\left(\bar{\omega}, \sqrt{\frac{-a(p)\bar{\omega}}{b(p)}}\right)$ системы дифференциальных уравнений (6),

где $\sqrt{\frac{-a(p)\bar{\omega}}{b(p)}}$ – величина, к которой стремится сила тока в цепи, когда угловая скорость ДПТ ПВ стремится к заданному значению $\bar{\omega}$.

Замечание 2. Из доказательства Теоремы [4], следует, что величину параметра управления K можно выбрать равной, например, числу $\frac{\bar{\omega} \min_{p \in P} c(p)}{3}$.

Замечание 3. Отметим, что система дифференциальных уравнений (4) при управлении (5) является абсолютно параметрически устойчивой [3], [5], относительно области P , так как для всех $p \in P$ существует единственное состояние равновесия $(\bar{\omega}, I(p))$ и оно глобально асимптотически устойчиво.

Список использованных источников:

1. Mehta S. and Chiasson J. Nonlinear control of a series DC motor: theory and experiment // IEEE Trans. Ind. Electron. – 1998. – v.45. – pp. 134-141.
2. Choi H.-L., Shin Y.-S. and Lim J.-T. Control of nonlinear singularly perturbed systems using feedback linearisation // IEE Proc.-Control Theory Appl. – 2005. – v.152, №1. – pp. 91-94.
3. Ikeda, Y. Ohta, D.D., Šiljak D.D. Parametric stability // The Ohio State University Joint Conference: (Proceedings of the Univesit a' di Genova) // Boston, Basel, Berlin: Birkhäuser, 1991. – pp.1-20.
4. Хорошун А.С. Об устойчивости и управлении угловой скоростью вращения двигателя постоянного тока последовательного возбуждения // Прикл. мех. – 2016. – 52, №4. – С. 122-129.
5. Khoroshun A.S. Using multicomponent Lyapunov functions to analyze the absolute parametric stability of singularly perturbed uncertain mechanical systems// Int. Appl.Mech. – 2014. – 50, № 2. – P. 206-221.

УДК 631.356.02

ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ З ГРУНТУКОРЕНЕПЛОДІВ БУРЯКІВ

Головач І.В., д.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Однієї з важливих науково-технічних проблем галузі буряківництва є підвищення якості збирання коренеплодів цукрового буряку. Вирішення цієї проблеми можливе на основі розробки теоретичних основ вібраційного викопування коренеплодів з метою обґрунтування з умови непошкодження коренеплодів раціональних конструкційних параметрів викопуючих робочих органів і кінематичних режимів їх роботи.

Нами розроблена теорія вилучення з ґрунту коренеплодів цукрового буряку звичайним лемішним копачем. Так, були уточнені існуючі теоретичні розробки, які торкались безпосередньо процесу вилучення з ґрунту коренеплоду цукрового буряку. Знайдені обмеження на швидкість поступального руху звичайного лемішного копача з умови незламування хвостової частини коренеплодів.

Також побудовано розрахункову математичну модель поздовжніх і поперечних коливань коренеплоду цукрового буряку як пружного тіла, закріпленого у ґрунті, як у пружному середовищі, що виникають під дією гармонічної збуруючої сили, яка надається від вібраційного викопуючого органу. Було розроблено математичну модель вилучення коренеплоду вібраційним викопуючим органом на всіх етапах вилучення, від моменту його захвату до повного вилучення з ґрунту.

Розроблено теорію ударної взаємодії вібраційного викопуючого органу з коренеплодом при наїзді одним і двома лемешами на коренеплід. Визначені допустимі, зведені до точки удару маси робочого органу, допустимі частоти і амплітуди коливань та допустимі значення швидкості поступального руху з умов незламування хвостової частини коренеплодів. Отримані співвідношення між частотою коливань вібраційного викопуючогоробочого органу, довжиною задньої частини робочого русла та швидкістю поступального руху з умов обов'язкового захоплення кожного коренеплоду викопуючими лемешами.

Результати моделювання вібраційного викопування з ґрунту коренеплодів буряків були підтвержені даними експериментальних досліджень щодо втрат та пошкоджень коренеплодів цукрового буряку при вібраційному викопуванні в залежності від глибини ходу і частоти коливань викопуючих лемешів та швидкості їх поступального руху.

УДК 631.331.85

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОСІВУ ТЕХНІЧНИХ КУЛЬТУР ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПІДВІСКИ СІВАЛОК ТОЧНОГО ВИСІВУ

Попик П.С., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Виробництво технічних культур є однією з основних ланок сільського господарства, від якого залежить забезпеченість промисловості сировиною, населення продовольством і тваринництва кормами.

Найбільш відповідальним періодом в процесі вирощування технічних культур є їх посів. Від своєчасного і якісного проведення посівних робіт багато в чому залежить доля врожаю. Цей період характеризується великим обсягом робіт і вкрай стислими агротехнічними термінами. Затягування термінів сівби веде до нерівномірності появи сходів, біологічному пригніченню культурних рослин бур'янами і іншим небажаним явищам, які в кінцевому рахунку, впливають на врожайність технічних культур.

Заходи, спрямовані на підвищення врожайності технічних культур, мають важливе народногосподарське значення. Поліпшення конструкцій машин з метою більш повного задоволення агротехнічними вимогам, є основним завданням наукових досліджень в області сільськогосподарського машинобудування.

Урожай технічних культур залежить від якості репродукції насіння і комплексу агроприйомів при їх вирощуванні. З введенням зональних систем землеробства все більше зростає необхідність диференційованого застосування агротехнічних прийомів в залежності від особливостей сільськогосподарських полів з урахуванням родючості ґрунтового покриву, рельєфу, механічного складу ґрунтів.

Скорочення термінів сівби вимагає підвищення продуктивності посівних агрегатів. З появою сучасних енергонасичених тракторів і створених, на базі СУПН-8, УПС-8, швидкісних сівалок, робочі швидкості посівних агрегатів значно зросли. Надалі ставиться завдання їх подальшого підвищення до технічних можливостей та економічної доцільності.

Майбутній урожай багато в чому визначається оптимальною глибиною загортання насіння. Нерівномірне розміщення насіння веде до недружніх сходів і неодноразовому дозріванню. Тому, проблема поліпшення показників розподілу насіння в ґрунті – це комплексна проблема, вирішення якої залежить від подальших досліджень технологічного процесу посіву та глибокої модернізації існуючих сівалок.

Поряд з незаперечними перевагами по зростанню продуктивності і скорочення строків сівби, підвищення робочих швидкостей має і свої недоліки. При роботі посівного агрегату зі швидкістю понад 2,5...2,6 м/с якість сівби значно погіршується. Через нерівностей поверхні поля посилюються коливальні процеси в сівалках, які в свою чергу, посилюють динамічні навантаження на вузли і деталі, погіршують умови праці обслуговуючого персоналу через підвищення пилоутворення і поштовхоподібних коливань висівних апаратів сівалки. Крім того, підвищення робочих швидкостей посівних агрегатів знижує якісні показники роботи сівалки по рівномірності

глибини загортання насіння. Причинами цього є низький рівень технологічного налаштування та технічна недосконалість сівалок.

Таким чином питання підвищення продуктивності посівних агрегатів вимагає свого розгляду з точки зору вдосконалення робочих органів і вузлів сівалок точного висіву, застосування яких дозволить зменшити вплив коливань рами сівалки на якість виконання технологічного процесу. У зв'язку з цим, пошук шляхів зі створення конструкцій сівалок більш повно відповідає агротехнічним вимогам, і є актуальним.

УДК 621.313 Л 3.621.369.3

ПОШКОДЖЕННЯ ЗЕРНА В РОБОЧОМУ КАНАЛІ СКРЕБКОВОГО ЕЛЕВАТОРА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Матухно Н.В., ст. викл.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Всі без винятку робочі органи молотарок сучасних комбайнів в тій чи іншій мірі сприяють формуванню втрат урожаю та пошкоджують зерно. Особливо негативними в цьому аспекті є молотильно-сепарувальні та транспортуючі зернові пристрої (барабанно-декові) молотильні апарати та скребково-ланцюгові і шнекові транспортери. Розглянемо явища, що викликають пошкодження зерна в робочому каналі скребкового елеватора.

Скребки, що транспортують зерно в робочому каналі, розташовані відносно стінок каналу з щілинами, в яких зерно може стискуватись та пошкоджуватись тертям з двох сторін і навіть руйнуватись. В конструкціях цих елеваторів розміри щілини коливаються (змінюються при їх роботі в межах 0-15 мм за висотою скребка та 0-9 мм за його шириною). Розміри щілин змінюються у зв'язку, по-перше, з неоднаковим тиском на скребок зерен, що заклинюються в щілинах між скребком та корпусом елеватора; по-друге, у зв'язку з вібрацією ланцюга зі скребками, яка генерується зірочками з частотою:

$$v = Zn_z,$$

де v - частота коливання дотичних гілок ланцюга, c^{-1} ; та амплітудою, наприклад, для 7 зубових зірок з кроком 4,3 мм.

Причина вібрації – ланкова конструкція ланцюга (гнучка ланкова лінія). Гілки елеваторного ланцюга можуть коливатись, залишаючись паралельними

вихідному положенню або змінюючи кут відносно вихідного положення. Високочастотні коливання ($\omega = 70-75 \text{c}^{-1}$) в елеваторах комбайнів сприяють пошкодженню зерна особливо в верхній частині елеватора біля ведучої зірки. При цьому щілини між рухомих скребком та корпусом елеватора то звужуються, то розширюються.

Зерно в щілинах не тільки інтенсивно пошкоджується тертям, але може й руйнуватись та оголюватись (горох, гречка, соняшник, ріпак та інші культури).

Випуклість скребків розширює щілини зверху, що сприяє заходу зерен в щілину і відповідно пошкодженню зерна.

Щілини розширюються зі збільшенням зносу периферійних граней скребка. Це сприяє ще більшому пошкодженню зерна.

Допустимий ступінь зносу скребків ще не визначений, хоча це питання важливе не тільки в аспекті руйнування зерна з причини енерговитрат.

Бокові щілини шириною 0-9 мм можуть заторюватись зерном. Причому, і саме головне, навколо рухомого скребка над щілинами утворюються на мить склепіння, які миттєво ж руйнуються і знов на мить утворюються. В цьому явищі миттєвих склепінь полягає фізична суть створення опору транспортуванню зерна, при якому сили, що проштовхують зерно, руйнують або пошкоджують заторене зерно.

Руйнування зерна в спряженні зірок з ланцюгом елеватора відбувається через те, що зерно попадає в міжзубові простори обох зірок. Воно притискується в цьому просторі роликми ланцюга і руйнується, особливо на ведучій зірці, де до сили тяжіння ланцюга додається вага скребків з зерном в вантажному каналі та сила подолання заорювань зерна.

Кількість зерна, що потрапляє в кожний міжзубовий простір залежить від виду та сорту культури, зерно якої обмолочується.

В спряженні зірка-ланцюг є також фізичні умови перерізання зерна при защемленні його пластинами ланцюга ("ножі") та зіркою, як протирізом.

Пошкодження зерна продовжується також при виході його з зернового елеватора, коли воно ковзає по кривій поверхні корпуса елеватора (над верхньою зіркою).

Фізичне явище пошкодження зерна тертям по металу відбувається з тими ж закономірностями, як і в нижній частині елеватора. Для того, щоб зерно не мало кругообігу в елеваторі необхідна відповідна швидкість руху скребків ланцюга.

ВИРОБНИЦТВО ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ ТВАРИННИЦТВА

Голуб Г.А., д.т.н., проф., Марус О.А., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

При переході на виробництво органічної продукції потрібно технологію розглядати не тільки як наявність відповідним показникам, а й відповідність до кількісного потенціалу, це правило відноситься до відкритих пасовищ та приміщень утримання тварин, де важливо розглядати їх кількість в м² на одну голову.

До важливих показників слід віднести: доступ тварин до відкритих пасовищ; підбір порід зі стійкістю до хвороб; безприв'язне утримування тварин; відповідність приміщень та відкритих майданчиків біологічним та поведінковим потребам тварин; обов'язкова ідентифікація та реєстрація тварин; відповідна кількість тварин на 1 га с.-г. угідь; репродукцію тварин необхідно здійснювати природнім методом; вигодовування тварин проводити натуральним материнським молоком; використовувати корми власного виробництва не менше 50 %; вибір породи, який є головним у формуванні стада; правильний підбір раціону; дотримання технології вигодовування та системи вирощування; особливу увагу потрібно приділяти лікуванню тварин та використанню відповідних препаратів та ін.

Одним з варіантів співпраці з колегами є створення кооперативів, що дозволить спільно вирішувати окремо вузькогалузеві проблеми з метою отримання додаткового прибутку.

Прикладом такої співпраці може бути виробництво додаткових енергоресурсів за рахунок переробки гною і отримання енергоресурсу у вигляді біогазу або електроенергії, до того ж у виробників продукції тваринництва стоїть питання утилізації гною та залишків від забійного цеху.

Використання біогазових установок у сільськогосподарському виробництві обумовлено трьома основними факторами. Це виробництво поновлюваної енергії, екологічно чистих органічних добрив та покращення санітарно-епідеміологічного стану довкілля.

Застосування біогазових установок є привабливим через широкий вибір сировини, яка може застосовуватися для їх роботи.

Поєднання існуючих біологічних методів виробництва екологічно безпечної сільськогосподарської продукції, продукції тваринництва та переробки в єдину

технологічну систему дозволить підвищити рівень біологізації продукції, покращити екологічну ситуацію та отримати часткову енергетичну незалежність її виробництва, а також вийти на світовий ринок з якісною продукцією.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКАХ

Афтандилянц Е. Г., д.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Працездатність біметалевих виливків в значній мірі визначається якістю з'єднання робочого шару та основи, яка залежить від розподілу між ними легуючих елементів.

Розподіл легуючих елементів між основою та робочим шаром біметалевих і багатошарових виливків залежить від вихідного вмісту легуючих елементів в основі та робочому шарі, температури та часу контакту основи та робочому шару, дифузійної рухливості елементів в основі та робочому шарі.

Експериментальне визначення вищезгаданих чинників і кількісних закономірностей розподілу елементів між основою та робочим шаром біметалевих і багатошарових виливків є складною, багатоопераційною і дорогою процедурою.

Моделювання температури в будь яких ділянках біметалевих виливків дозволяє істотно прискорити визначення оптимальних умов їх виготовлення і мінімізувати витрати виробництва.

Для зменшення помилки визначення температури, рівняння теплопровідності перетворили в ідентичне рівняння, яке, з умови рівності теплових потоків має наступний вигляд:

- для тривимірного випадку

$$\rho \cdot c_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (1)$$

- для двовимірного випадку

$$\rho \cdot c_{\text{эф}} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (2)$$

де $c_{\text{эф}}$ – ефективна теплоємність, що враховує фазові перетворення

$(c_{\text{эф}} = c + \frac{L}{T_{\text{л}} - T_{\text{с}}})$; ρ - густина; λ - теплопровідність; T – температура, °С; τ -

час; c – теплоємність; L – теплота кристалізації; T_L – температура ліквідус, °С; T_C – температура солідус, °С.

Для чисельного інтегрування рівняння (2), розробили схему збереження теплових потоків для елементарного малого, але кінцевого об'ємного елемента сформованого в околиці вузла Р і склали рівняння теплового балансу, яке має наступний вигляд:

$$\frac{\rho \cdot c \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot (T_P - T_{0P})}{\Delta \tau} = \lambda_1 \frac{T_1 - T_P}{\Delta x} + \lambda_2 \frac{T_2 - T_P}{\Delta y} - \lambda_3 \frac{T_3 - T_P}{\Delta x} - \lambda_4 \frac{T_4 - T_P}{\Delta y}, \quad (3),$$

де T_{0P} – початкова температура вузла, °С; T_P – кінцева температура вузла, °С.

При цьому необхідно забезпечити умови збіжності

$$\Delta \tau \leq \frac{\rho \cdot c \cdot \Delta x \cdot \Delta y}{\lambda \cdot N}, \quad (4),$$

де N – відношення початкової температури системи до її зміни за час $\Delta \tau$ (приймається ≥ 100).

Описана методика розрахунку є однією з реалізацій явної схеми методу кінцевих елементів. Формула (3) розповсюджується на будь-який внутрішній елемент. Аналогічним чином визначили рівняння зміни температури перехідного шару ($T_{пс}$) зони контакту матеріалу основи і робочого шару.

Рівняння зміни температури перехідного шару, зони контакту матеріалу основи і робочого шару, має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} T_{пс} &= \frac{T_{PC1} + T_{O1}}{2} = \\ &= \frac{1}{2} \left(\left(\lambda_o \frac{T_{O2}^0 - T_{O1}^0}{\Delta x} - \lambda_o \frac{T_{O1}^0 - T_{PC1}^0}{\Delta x} \right) \frac{\Delta \tau}{\rho_{O1} c_{O1} \Delta x} + T_{O1}^0 \right) + \\ &+ \frac{1}{2} \left(\left(\lambda_{PC} \frac{T_{O1}^0 - T_{PC1}^0}{\Delta x} - \lambda_{PC} \frac{T_{PC1}^0 - T_{PC2}^0}{\Delta x} \right) \frac{\Delta \tau}{\rho_{PC1} c_{PC1} \Delta x} + T_{PC1}^0 \right) \end{aligned}, \quad (5)$$

Рівняння (3), (5) дають можливість розраховувати температури довільних локальних ділянок в об'ємі (3) і на поверхні контакту основи і робочого шару (5) біметалевих виливків.

Результати порівняння розрахункових та експериментальних значень температур показують, що відхилення значень температури від експериментальних даних складає від 1,01 до 3,04 %.

SYNTHESIS OF METAL FILLED CARBON NANOCAPSULES BY NEWLY DEVELOPED PLASMA PROCESSING

Sergiienko R.A.⁽¹⁾, Verkhovliuk A. M.⁽¹⁾, Shibata E.⁽²⁾, Nakamura T.⁽²⁾

Physico-technological Institute of Metals and Alloys⁽¹⁾

Institute of Multidisciplinary Research for Advanced Materials (IMRAM)⁽²⁾

Introduction. We demonstrated a new synthesis method for carbon nanomaterials, a procedure in which an electric plasma discharged in organic liquids under an ultrasonic irradiation [1, 2, 3]. Ultrasonic cavitation causes a very highly localized high temperature and pressure region where thousands of tiny bubbles are collapsing, a region recognized as a so-called “hot spot”. Because of the presence of this ultrasonic cavitation field, with its many activated tiny bubbles, an electric plasma can be stably generated at relative low electric power, even in insulating organic liquids. In this study, a liquid ethanol was employed for experiments. The new method was applied to synthesize carbon encapsulated iron and cobalt carbide nanoparticles. In order to transform the metal carbides into the pure iron, cobalt and improve their magnetic properties, the samples were annealed at different temperatures.

Experimental. Details of the experimental method have been described in the papers [1, 2, 3]. The ultrasonic homogenizer with a pure iron or cobalt tip was operated at 600 W and 20 kHz in an liquid ethanol. During the ultrasonic irradiation, the voltage on the iron or cobalt electrodes was kept at 55 V using a constant voltage power unit throughout the experiment. The morphologies and structures of the nanocapsules were determined using a 300 kV TEM. To further confirm the phase characterization of the carbon nanocapsules, we conducted XRD measurements. A vibration sample magnetometer (VSM) operating at room temperature with an applied magnetic field up to 15 kOe was used to measure the magnetic properties of the as-prepared and annealed powder samples.

Results. The size of the carbon nanocapsules ranged between 5 and 600 nm. The crystal structures of the spherical cores were found to be orthorhombic Fe₃C, Co₃C, monoclinic χ -Fe_{2.5}C, cubic Co_xC, TiC, WC_{1-x} and hexagonal W₂C phases. Some spherical particle cores were discovered in the amorphous state. After annealing at different temperatures the carbon nanocapsules became larger in size due to sintering and carbide cores were transformed into pure metallic α -Fe, α -Co, α -Co, WC phases. The magnetic hysteresis loop of the as-prepared carbon nanocapsules of iron at room temperature showed the powder samples were ferromagnetic, with a low values of remanence ($M_r/M_s = 3-10\%$). The values of the saturation magnetization and coercivity of annealed powder samples were raised in comparison

with as-prepared materials due to the changes in the particle sizes, composition, structure and their morphology.

Conclusion. In the present new method, synthesis of arbitrary metal nanoparticles encapsulated by carbon shells will be possible by selecting materials of ultrasonic tip and electrodes.

References:

1. E. Shibata, R. Sergiienko, H. Suwa, T. Nakamura, Carbon 42 (2004) 885-888.
2. R. Sergiienko, E. Shibata, H. Suwa, T. Nakamura, Z. Akase, Y. Murakami and D. Shindo, Ultrason. Sonochem. 13 (2006) 6-12.
3. R. Sergiienko, E. Shibata, Z. Akase, H. Suwa, T. Nakamura, D. Shindo, Mater. Chem. Phys. (2005) in press.

УДК 624.15

ПРОЕКТ УНІВЕРСАЛЬНОГО ТОРГОВОГО ЦЕНТРУ З ПІДЗЕМНИМ ПАРКІНГОМ В ПОДІЛЬСЬКОМУ РАЙОНІ, М. КИЇВ

Бакулін Є.А., к.т.н., доц., Бакуліна В.М., асист.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Метою роботи є проектування будівлі універсального торгового центру з підземним паркінгом в Подільському районі м Києва.

Вплив об'єкту, що будується або реконструюється, на довколишню забудову полягає в зміні напружено-деформованого стану масиву ґрунту в основі існуючих будівель від виїмки ґрунту або навантажень від сусідньої будівлі, а також в можливій зміні гідрогеологічного режиму, що може призвести до додаткових осідань.

Інженерні дослідження для проектування нових будівель поряд з тими, що існують повинні забезпечити не лише визначення інженерно-геологічних умов майданчика будівництва нової будівлі, але і здобути необхідні дані для перевірки впливу нової будівлі на осідання тих, що існують, для проектування заходів щодо зменшення взаємного впливу фундаментів. Глибина буріння і зондування повинна призначатися не лише виходячи з глибини залягання фундаментів нової будівлі, але також з врахуванням вигляду і глибини залягання фундаментів існуючих будівель. При виборі методу зондування в умовах щільної житлової забудови перевагу слід віддавати статичному зондуванню.

У зв'язку із складними гідрогеологічними умовами, характерною для забудованих районів Києва, і тенденцією до підтоплення, особлива увага

приділяється вивченню гідрогеологічних умов майданчика та прогнозу можливих змін у зв'язку з новим будівництвом. Необхідно прогнозувати вплив змін гідрогеологічних умов, у тому числі водопониження при будівництві нової будівлі, на поведінку поряд розташованих існуючих будівель з врахуванням їх габаритів і особливостей конструкцій. Дослідження повинні забезпечити отримання за допомогою польових і лабораторних методів всіх характеристик ґрунтів, необхідних для розрахунку та проектування основ і фундаментів нової будівлі, а також перевірки у разі потреби деформацій та стійкості рядом розташованих існуючих будівель. При проектуванні між новою і існуючою будівлею розділової стіни, що виконує функції підпірної або захищаючої стінки, протифільтраційної завіси у вигляді «стіни в ґрунті», шпунтового обгороджування з металевого шпунта або паль, при дослідженнях мають бути визначені характеристики ґрунтів, необхідні для розрахунку цих конструкцій.

Основними причинами деформацій існуючих будівель і споруд при будівництві поблизу них можуть бути:

- зміна гідрогеологічних умов, у тому числі підтоплення, пов'язане з барражним ефектом при підземному будівництві, або пониження рівня підземних вод;

- збільшення вертикального напруження в основі під фундаментами існуючих будівель, викликане будівництвом поблизу них;

- влаштування котлованів або зміна планувальних відміток;

- технологічні чинники, такі як динамічні дії, вплив влаштування всіх видів паль, фундаментів глибокого заставляння і конструкцій котлованів, що захищають, вплив влаштування ін'єкційних анкерів, вплив спеціальних видів робіт (заморожування, ін'єкція тощо);

- негативні процеси в ґрунтовому масиві, пов'язані з виконанням геотехнічних робіт (суфозійні процеси, утворення пливунів тощо).

Міра впливу будівництва нових будівель на розташовані поблизу будівлі і споруди, як правило, великою мірою обумовлюється технологією виробництва робіт і якістю будівництва.

Розрахунок основ і фундаментів існуючих будівель по I групі граничних станів слід виконувати в наступних випадках:

- влаштування котлованів поблизу будівель;

- влаштування вироблень і траншей (у тому числі під захистом тиксотропних розчинів) поблизу будівель;

- зниження планувальних відміток поблизу зовнішніх стін будівель;

- зміни тисків в ґрунтовому масиві при незавершеному процесі консолідації;

- передачі на існуючі фундаменти додаткових навантажень і дій.

Метою розрахунку по I групі граничних станів є забезпечення міцності стійкості основ, недопущення зрушення або перекидання існуючих фундаментів. Розрахунок основ по I групі граничних станів слід виконувати відповідно до вимог ДБН В.2.1-10-2009 «Основания и фундаменты сооружений». При цьому як переважні повинні використовуватися методи розрахунку, засновані на пошуку найбільш небезпечної поверхні ковзання, що відділяє зрушуваний масив ґрунту від нерухомого (наприклад, методи круглоциліндричних або ламаних поверхонь, метод логарифмічної спіралі, метод змінної мобілізації опору зрушенню тощо).

Отримані величини коефіцієнта запасу стійкості мають бути не менше 1,2 (коефіцієнт запасу по ґрунту) або 1,35 (коефіцієнт запасу по навантаженню) при використанні розрахункових значень характеристик ґрунту для розрахунків по першій групі граничних станів.

В разі використання при будівництві забивання та віброзанурення паль або шпунта слід виконувати перевірку на динамічну міцність несучих конструкцій існуючої будівлі, найближчих до занурюваних елементів. Перевірку міцності слід виконувати відповідно до вказівок «Інструкції за розрахунком несучих конструкцій промислових будівель і споруд, на динамічні навантаження».

Розрахунок основ існуючих будівель або споруд по II групі граничних станів повинен виконуватися у всіх випадках, якщо вони знаходяться в зоні впливу нового будівництва. Розрахунок додаткових деформацій основ будівель і споруд, що піддаються впливу нового будівництва, повинен проводитися з умов спільної роботи споруди і основи, за винятком випадків, обумовлених в ДБН В.2.1-10-2009 «Основания и фундаменты сооружений».

При будівництві поблизу існуючих будівель і споруд розрахунок їх основ і фундаментів по деформаціях слід виконувати виходячи з двох умов:

$$s + s_{ad} \leq s_u^{новн},$$

$$s_{ad} \leq s_{ad,u},$$

де s – деформація основи, що завершилася до початку нового будівництва і визначається розрахунком відповідно до вимог ДБН В.2.1-10-2009 «Основания и фундаменты сооружений»; $s_u^{новн}$ – граничне значення повної деформації основи; s_{ad} – додаткова деформація основи, викликана новим будівництвом; $s_{ad,u}$ – граничне значення додаткової деформації основи, викликаної новим будівництвом.

Граничне значення повної деформації основи слід визначати як:

$$s_u^{новн} = \gamma_c \cdot s_u,$$

де s_u – граничне значення деформації для нового будівництва, що визначається відповідно до вимог ДБН В.2.1-10-2009 «Основания и фундаменты сооружений»;

γ_c – коефіцієнт умов роботи, що призначається залежно від категорії стану конструкцій будівлі.

Граничні значення додаткових деформацій основи $S_{ad,u}$, викликаних сусіднім будівництвом, слід призначати на основі розрахунків спільної роботи конструкцій будівлі або споруди і основи і визначення допустимих величин внутрішніх зусиль в конструкціях, викликаних додатковими деформаціями основи в процесі нового будівництва, а також з врахуванням міри зносу конструкцій, конструктивних і експлуатаційних вимог, величин деформацій, що вже сталися.

Граничні величини горизонтальних переміщень фундаментів повинні призначатися залежно від конструктивних особливостей вузлів примикання перекриттів до зовнішніх несучих стін, або елементів каркаса.

Граничні величини відносної різниці горизонтальних переміщень сусідніх фундаментів повинні призначатися залежно від допустимого рівня додаткової розтягуючої напруги в конструкціях перекриттів і несучих стін, викликаних нерівномірністю горизонтальних переміщень.

Висновок. При проектуванні нового будівництва поблизу забудови прогнозовані величини додаткових деформацій існуючих будівель і споруд від всіх чинників впливу рекомендується визначати комплексно на основі математичного моделювання методом скінченних елементів з використанням нелінійних моделей ґрунтів із застосуванням сучасних спеціалізованих програмних комплексів.

УДК 62-26:631

ОСОБЛИВОСТІ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І ЗНОШУВАННЯ ОТВОРІВ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ

Бойко А.І., д.т.н., проф., Федченко З.А., асист.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Розділення зернової суміші на фракції може бути здійснено за різними ознаками її фізико-механічних властивостей. Найбільш широкого розповсюдження в практиці приготування кормів і в сортуванні зерна знайшло розділення суміші за геометричними параметрами за допомогою решіт. Решета представляють собою плоскі або циліндричні перфоровані поверхні. Від розмірів і форми отворів решіт залежить результуючий фракційний склад кінцевого продукту.

При всіх своїх відносно простих конструктивних формах і експлуатаційних перевагах решітні сепаратори мають суттєвий недолік – недостатню довговічність. Це обумовлює необхідність їх періодичних заміन для продовження нормальної роботи машин. Особливо велика інтенсивність зношування спостерігається у решетах зернових дробарок. Причиною цього насамперед є відносно висока швидкість переміщення зерна в подрібнювальній камері і ударний характер циклічних навантажень при сутичках зернин з робочою поверхнею решета. Додатково зношуванню сприяє наявність в зерні абразивних частинок твердих оксидів (пил, пісок), які в невеликих об'ємах завжди присутні в зібраному врожаю зернових культур.

Попередній аналіз особливостей зношування робочих поверхонь решіт показав на нерівномірність його розподілу на окремих ділянках просіюючих отворів. Незалежно від загальної форми отворів, що використовують в тих чи інших решетах характерними для них є прямокутні спряження фронтальної робочої поверхні з боковими, що і утворюють безпосередньо самі отвори.

Схема отвору і зміна його форми при зношуванні показані на рис. 1.

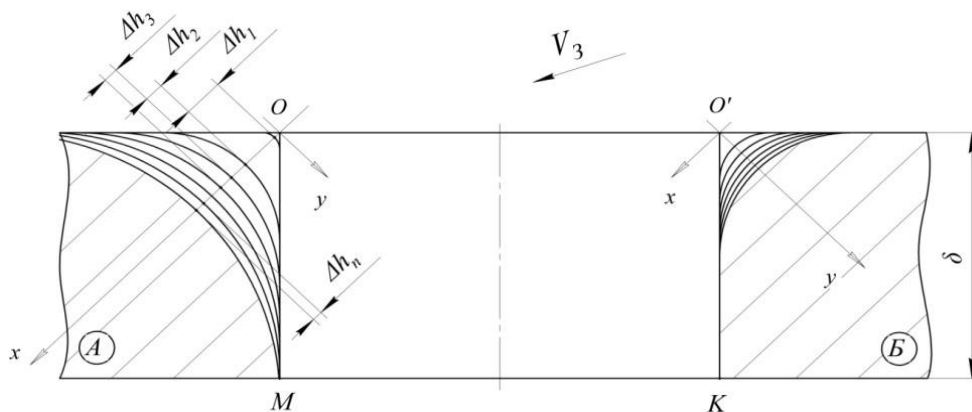


Рис. 1. Схема зношування і зміна форми отвору серійного решета зернової дробарки в перерізі: V_3 – напрямок руху зернової суміші; δ – товщина решета; Δh – величина зношування профілю в процесі експлуатації за один період наробітку

Особливо вразливими при зношуванні є виступаюче прямокутне спряження робочих поверхонь отворів. Тут спостерігається найбільш інтенсивний процес зношування і швидка втрата початкової форми. Пояснити збільшене зношування матеріалу в спряженні можна насамперед виступаючою кутовою формою місця зношування. При такій формі матеріал деталі, що її утворює, знаходиться в особливих умовах концентрації навантажень на виступаючій частині. Крім того, кутова форма менш захищена від зношування і є більш вразливою для дії зовнішніх факторів, що його визначають. В необхідності розвантаження, кутова початкова форма відносно швидко

мінється на округлу, тим самим розширюючи периметр взаємодії із зерною масою. Динаміка поступової зміни форми отвору при зношуванні схематично показана на рис. 1.

Практикою експлуатації серійних решіт зернодробарок встановлено, що сторони отворів зношуються по-різному. Найбільше зношування за один і той же наробіток дробарки має сторона, що направлена назустріч потоку зерна (сторона *A*, рис. 1). Дещо менше зношування має сторона *B*, яка знаходиться, якби, в «тіні» потоку зернової маси. Бокові сторони отвору мають практично однакові проміжні значення величин зношування і втрати початкової прямокутної форми.

Попереднє вивчення зміни форми профілю зношення отворів показало, що за рівні проміжки наробітку дробарки профілі зміщуються в глибину деталі на неоднакові відстані. Більш детальним аналізом наслідків зношування встановлено, що профілі переміщуються в залежності від наробітку практично рівносповільнено. Цей факт надає додаткову можливість отримання теоретичного опису процесу зношування просіюючих отворів решіт на основі розробки відповідних математичних моделей.

Граничним зношенням отворів слід вважати досягнення профілем нижньої точки первинної його форми. Після цього при подальшій експлуатації решіт розмір отворів починає збільшуватись, що порушує обумовлений зоотехнічними вимогами необхідний процес сепарації і отримання частинок зерна заданої фракції. В свою чергу недоподрібнений матеріал негативно впливає на кормову цінність суміші і подальший розвиток тварин.

УДК 539.3:4

ВПЛИВ УДАРНО-КОЛИВАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТРИЩИНОСТІЙКІСТЬ ВИСОКОМІЦНИХ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ

Чаусов М.Г. д.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

На кафедрі механіки НУБіП України активно розробляється новий науковий напрямок в механіці деформівного твердого тіла, який пов'язаний з впливом динамічних незрівноважених процесів (ДНП) на зміну вихідних механічних властивостей конструкційних матеріалів.

Особу складність викликає оцінка тріщиностійкості пластичних матеріалів після реалізації ДНП, так як всі дослідження по оцінці впливу ДНП на зміну

механічних властивостей матеріалів виконуються на стандартних малогабаритних зразках, використання яких для оцінки тріщиностійкості класичними методами механіки пластичного руйнування неможливе.

В даній роботі запропонована і апробована модифікована методика оцінки тріщиностійкості листового матеріалу після реалізації ДНП за рахунок ударно-коливального навантаження з використанням методу повних діаграм деформацій. Даний метод раніше теоретично і експериментально обґрунтований проф. А.А. Лебедевим и проф. М.Г. Чаусовим. Він дозволяє отримати достовірні данні феноменологічного и метало-фізичного аналізу особливостей деформування і руйнування матеріалів на малогабаритних зразках на всіх стадіях, включаючи і стадію утворення та росту макротріщини в матеріалах, при будь-яких задаваних умовах комбінованого навантаження і після будь-якого експлуатаційного наробітку. Нажаль, застосування даної методики оцінки тріщиностійкості до листових пластичних матеріалів, особливо тонколистових, ускладнено, так як макротріщина в листовому матеріалі розповсюджується в двох ортогональних напрямках (по товщині і ширині листа). Тому при руйнуванні пластичного листового матеріалу різні механізми руйнування реалізуються не тільки при виході макротріщини на поверхні листа, але і при її розвитку по ширині останнього.

В загальному випадку можна виділити чотири області відносних довжин макротріщин, які розвиваються по тим чи іншим мікромеханізмам руйнування (початкова ділянка росту відривної макротріщини, вихід фронту руйнування на основні грані по товщині листа, який відбувається по механізму «швидкого зсуву», ділянка, яка пов'язана з переорієнтацією напрямлення руху макротріщини і її подальший рух по широкій стороні зразка).

Слід очікувати, що імпульсне введення енергії в пластичний листовий матеріал за рахунок ударно-коливального навантаження може вплинути на кожен із чотирьох можливих мікромеханізмів руйнування і тому сумарна оцінка статичної тріщиностійкості листового пластичного матеріалу суттєво ускладнюється, так як на різних ділянках макротріщина розповсюджується по різним типам руйнування: відриву (тип I), поздовжньому зсуву (тип III), змішаному механізму (тип I+III).

Суть модифікованої методики полягає в тому, що ефективно використовується технічна можливість забезпечення росту макротріщини за одним змішаним типом (I+III) за рахунок нанесення на зразки однакового центрального кругового отвору. При цьому забезпечується автотельний ріст макротріщини значної протяжності, що відображається на повних діаграмах деформацій практично прямолінійними початковими спадаючими ділянками, нахили яких характеризують енергозатрати на розвиток тріщини по типу (I+III).

Дослідження проводили на плоских зразках з листового двофазного високоміцного титанового сплаву ВТ23 товщиною 3 мм та шириною робочої ділянки 8 мм. Методика досліджень полягала в наступному. З початку серію однакових плоских зразків додатково послідовно піддавали дії заданих імпульсних підвантажень різної інтенсивності і одразу повністю розвантажували, при цьому фіксували величини проскоків пластичної деформації ε_{imn} в процесі введення імпульсної енергії в матеріал. Далі на всіх зразках, включаючи і один із вихідного матеріалу без попереднього навантаження, виконували однаковий центральний круговий отвір діаметром 0,8 мм по середині робочої частини зразків і повторно статично розтягували зразки в умовах зрівноваженого деформування до повного поділу їх на частини.

В залежності від інтенсивності імпульсного введення енергії в листовий пластичний матеріал, яка характеризується величиною проскоків пластичної деформації ε_{imn} , нахили початкових практично прямолінійних спадаючих ділянок повних діаграм деформування, в порівнянні з вихідним матеріалом, змінюються. Це свідчить про зміну енергозатрат на розповсюдження макротріщини по типу (I+III). Експериментально встановлено, що при величині проскакування деформації ε_{imn} в процесі введення імпульсної енергії в титановий сплав ВТ23 на 3...4% одночасно збільшується пластична деформація сплаву на 35...40%, в порівнянні з вихідним станом, і тріщиностійкість на 10...15%. Слід також відмітити, що при імпульсному введенні енергії в титановий сплав фіксується і зміна деформаційної здатності в зоні концентратора напружень в залежності від величини ε_{imn} . Максимальне збільшення деформаційної здатності сплаву, в порівнянні з вихідним станом, також відмічається при $\varepsilon_{imn} = 3...4\%$. Дані фактографічних досліджень зламів зразків підтверджують збільшення тріщиностійкості сплаву ВТ23 після оптимального режиму введення імпульсної енергії в сплав.

УДК 624.154

ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ КАПІТАЛЬНОГО БУДІВНИЦТВА В УКРАЇНІ

Ярмоленко М. Г., к.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Науково-технічним центром «Будівельна експертиза» на протязі 10 років обстежено декілька сотень будинків та споруд як в Києві та і за його межами

(Крим, Херсонщина, Одеса, Закарпаття та ін.). Накоплений нами досвід дає нам право вказати ряд найважливіших недоліків і проблем в капітальному будівництві нашої держави:

- недосконалість нормативної бази;
- використання великої кількості імпортованих матеріалів, які не узаконені нашою нормативною базою;
- низька якість робіт через низьку якість підготовки кадрів, особливо через ПТУ, більшість яких ліквідовано;
- невиконання вимог ДБН В 1.2.5-2017, згідно з яким будинки та споруди в процесі експлуатації мають перебувати під постійним систематичним наглядом інженерно-технічних працівників;
- низька якість проектної документації, в тому числі по таким важливим об'єктам як Мистецький Арсенал, інститут раку тощо.

УДК 624.133

АНАЛІЗ РОБОТИ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ КОРЧУВАННЯ ПНІВ

Рибалко В.М., к.т.н., доц., Матухно Н. В., ст.викл.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В Україні кожний другий гектар лісу – штучно створений. Для досягнення оптимальних показників лісистості (у межах 20%) потрібно створити 2,0...2,5 млн. га нових лісів. Нині на території країни діє 700 розсадників, але розробка нових і діючих технологій вирощування сидивного матеріалу є актуальним питанням сьогодення. Для розчищення зрубів при смуговій підготовці ґрунту під посадку лісових культур, а також суцільного корчування зрубів для створення лісових розсадників використовують ряд спеціальних машин. До недавня, найбільш поширеним способом корчування був спосіб із застосуванням викорчовувачів-збирачів із передньою та задньою навісками. Ці засоби призначені для прямого викорчовування пеньків діаметром 45...65 см, шляхом занурення у ґрунт робочого органу на глибину 25...35 см та на відстані від пенька 1,5...2,0 м. При наближенні до пенька, одночасно із рухом трактора відбувається підйом робочого органу. При такій технології, разом із пеньками з ділянки зрубу виносяться значна кількість рослинного ґрунту, а лісова підстилка переміщується з глибокими мінеральними шарами ґрунту, у результаті чого родючість ґрунту

погіршується. Розсадники створені на таких ділянках потребують завезення рослинного ґрунту у перший рік експлуатації.

Для зменшення витрат енергії та зменшення перемішування шарів ґрунту, використовують засоби для корчування та розколювання пнів. Цілий ряд таких засобів (А.С.№185621; А.С.№1436939; А.С.№1192725 та інші) передбачають технологію виймання пня із ґрунту, попередньо зруйнувавши (розколовши) його на декілька частин. Недоліком цього типу машин є їхня конструктивна складність, значні енергетичні витрати, складність (некерованість) процесу руйнування пеньків, що знаходяться у ґрунті. Для руйнування пенька діаметром 45 см конусною фрезою необхідне осьове зусилля $F_0 = 31,4 \text{ кН}$; потрібна потужність $P_{\text{потр}} = 27,7 \text{ кВт}$; крутний момент на ведучому валу $T_g = 3052 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Фреза виготовлена із сталі Р18; максимальний діаметр $D_{\text{max}} = 225 \text{ мм}$; мінімальний діаметр $d_{\text{min}} = 52 \text{ мм}$; кут при вершині фрези $\alpha/2 = 17^\circ$; кут підйому гвинтової лінії $\Psi = 8^\circ$; крок витків $t = 25 \text{ мм}$. Для підготовки лісокультурної площі у 1986-1993 р.р. колективами науковців і конструкторів ДП НДКТІ МГ Мінжитлокомунгоспу України та ІМЕСХ УААН (м. Київ) були запропоновані принципово нові робочі органи для видалення пнів – трубчаста фреза (а.с. № 1209105, 1302454, 1311666 та ін.) Вони виявилися дуже ефективними у роботі та простими за конструкцією, тому могли використовуватися як змінні робочі органи до серійних ямокопачів: ЯКП-0,4; ЯКП-0,6. Основними перевагами цих робочих органів є те, що вони працюють із меншими зусиллями, мають меншу металоємкість, не переміщують ґрунтові горизонти біля пня, який вирізають, не пошкоджують трав'яний покрив та рослини [1]. Основними проблемами процесу вирізання пеньків запропонованим засобом є: відведення вирізаного ґрунту із внутрішньої частини фрези на її зовнішню частину; виштовхування вирізаного пня із внутрішньої частини фрези. Ці проблеми можна вирішити конструктивно.

Конструкція трубчастої фрези передбачає комбінований вид різання коренів: торцеве фрезерування та стругання, що ускладнює використання стандартних різальних елементів. Процес різання коріння відбувається у абразивному середовищі, тому стійкість різальних елементів є також темою актуальною. У процесі конструювання подібного пристрою для видалення пнів, визначальною є величина сили різання та її головна складова-колова сила F_z , яку визначають за залежністю [2]:

$$F_z = \frac{C_p \cdot t^{x_p} \cdot S_r^{y_p} \cdot B^{u_p} \cdot z}{D_\phi^{q_p} \cdot n^{\omega_p}} \cdot K_p \quad (1)$$

де C_p – коефіцієнт різання матеріалу; t – глибина різання; S_r – подача; B – ширина фрезерування, z – кількість зубців фрези; D_ϕ – діаметр фрези; n – частота обертання фрези; X_p ; Y_p ; u_p ; q_p ; ω_p – коефіцієнти, що враховують

фактори процесу різання. Для забезпечення процесу коренів та поступового занурення фрези у ґрунт, потрібно виконувати умову [3]:

$$P_{zn} + 0,85G_y = P_{zp} + P_{zc} + P_{zm} + P_{zn} \quad (2)$$

де P_{zn} – вертикальна складова гідروциліндра навіски трактора; G_y – вага навісної пристрою; P_{zp} – вертикальна складова реакції різців; P_{zc} – вертикальна реакція скребків; P_{zm} – реакція сили тертя; P_{zn} – зусилля на занурення фрези у ґрунт. За будовою, масою, енергетичними показниками, мінімальною кількістю операцій по видалення пнів із ґрунта, трубчаста фреза переважає інші пристрої для корчування пеньків. Недоліком цього пристрою є те, що потрібно виготовляти декілька діаметрів (типорозмірів) трубчастих фрез, розрахованих на мінімальні, середні та максимальні розміри пеньків.

Список використаних джерел:

1. Шекель А.Й. Ямокопатель – корчеватель / А.Й.Шекель // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К. –1989. – С.47-48.
2. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство. За редакцією професора Опальчука А.С. – Ніжин.: «Аспект-Поліграф». – 2011. – 777 с.
3. Шекель А.Й. Новая машина для удаления пней / А.Й. Шекель, В.К. Мосеенко // Лесная промышленность. – М., 1990. – №8. – С. 27-28.

УДК 621.87

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ РОЗГОНУ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ РЕЖИМІ РУХУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА

*Ловейкін В.С. д.т.н., проф., Ромасевич Ю.О. д.т.н., доц., Стехно О.В. магістр
Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Баштові крани з горизонтальною стрілою, широко використовуються в цивільному та промисловому будівництві для відбудови будівельних споруд різної складності.

Одним із головних механізмів баштового крана є механізм зміни вильоту, котрий переміщує вантаж, що закріплений на гнучкому підвісі, вздовж напрямних рейок по балочній стрілі.

Одним із визначальних параметрів механізму зміни вильоту вантажу, разом з довжиною гнучкого підвісу, є час розгону, за який досліджуваний механізм виходить на усталену швидкість.

Оптимізуємо режим пуску механізму зміни вильоту вантажу і виберемо при цьому режимі такий час розгону, при якому був би відсутній реверсний рух приводного механізму.

В якості оптимізаційного критерія оберемо середньоквадратичне значення другої похідної за часом зусилля в тяговому канаті, яке має наступний вигляд:

$$F_{к.с.к} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \ddot{F}_K^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t , та t_1 – відповідно час та тривалість розгону механізму зміни вильоту вантажу; F_K – зусилля в тяговому канаті.

В результаті мінімізації критерію (1) визначені режими розгону приводного механізму при різних тривалостях перехідного процесу (рис. 1).

В ході проведення досліджень встановлено, що для оптимізаційного критерію (1) при довжині гнучкого підвісу вантажу $l = 40$ метрів оптимальний час розгону становить $t_1 = 6,28$ с, оскільки це мінімальний час розгону, при якому відсутній реверсний рух приводного механізму. При збільшенні часу розгону режим розгону не значно покращується, однак це призводить до зменшення продуктивності крана.

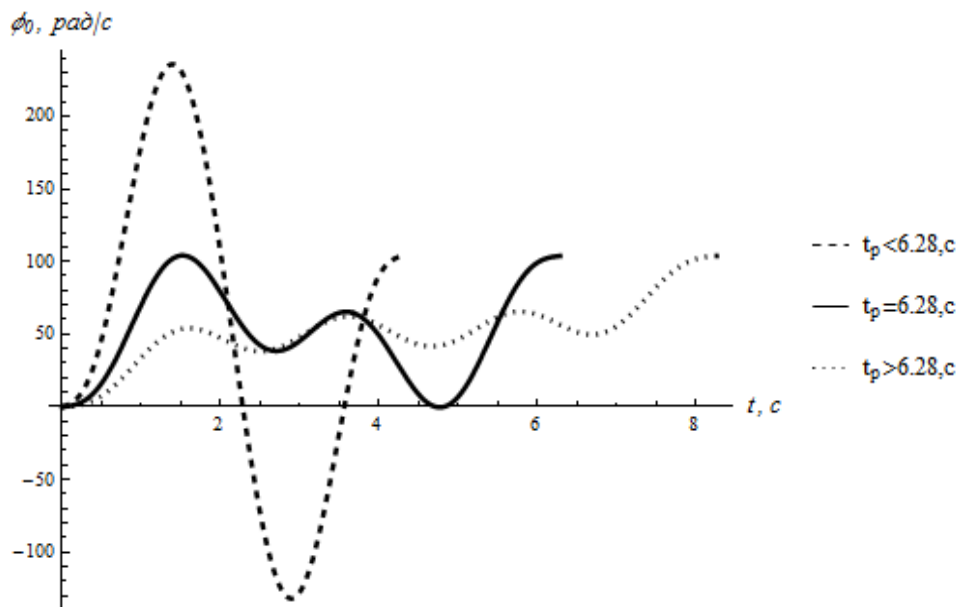


Рис. 1. – Графіки оптимальної зміни кутової швидкості ротора приводного двигуна при різній тривалості розгону механізму зміни вильоту вантажу

Досягати зменшення тривалості розгону механізму зміни вильоту баштового крана також можливо при встановленні меншої довжини гнучкого підвісу вантажу.

Висновок. Встановлення тривалості розгону, що є меншою 6,28 секунд, призводить до збільшення кутової швидкості електродвигуна, яка стрімко переходить в мінусове значення, тобто відбувається реверсування. Даний фактор має негативний вплив на надійність роботи як самого електродвигуна, так і механізму зміни вильоту загалом. Тривалість розгону більше 6,28 секунд, матиме суттєвий вплив на продуктивність роботи механізму зміни вильоту вантажу, оскільки збільшиться загальна тривалість перехідного процесу.

УДК 539.432:620

МІЦНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН В УМОВАХ КОРОТКОЧАСНОГО ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ

Черниш О. М., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Мета дослідження. Для аналізу надійності роботи робочих елементів машини як механічної багатоелементної системи, що працює в умовах дії короткочасних нестационарних перевантажень, застосувати випадкові параметри навантаження і міцності.

Результати досліджень. Для описання випадкових параметрів працездатності і навантаження робочих відповідальних елементів машин була розглянута взаємодія функціональних залежностей узагальненої міцності $\tilde{R}(t)$ і навантаження $\tilde{F}(t)$ як випадкових функцій у розрахунковому часовому інтервалі експлуатації $T = T(t)$.

Тоді при відмові робочого елемента машини за період T

$$\tilde{F}(t) > \tilde{R}(t). \quad (1)$$

Знаючи характеристики випадкових функцій $\tilde{F}(t)$ і $\tilde{R}(t)$ – математичні очікування $m_F(t)$, $m_R(t)$ і кореляційні функції $K_F(t_1, t_2)$, $K_R(t_1, t_2)$ – можна визначити характеристики випадкової функції запасу міцності $\tilde{S}(t)$.

Якщо узагальнена міцність елемента конструкції є випадковою сталою величиною $\tilde{R}(t) = \tilde{R}$, то запас міцності

$$\tilde{S}(t) = \frac{d\tilde{R}}{dt} - \frac{d\tilde{F}(t)}{dt} = -\tilde{F}(t), \quad (2)$$

Інтенсивність відмов визначиться виразом

$$\bar{U}^{-}(0) = -p_S(0) \int_{\infty}^0 \dot{F} \cdot p_{\dot{F}}(\dot{F}) d\dot{F}, \quad (3)$$

де $p_S(0)$ и $p_{\dot{S}}(\dot{S})$ – щільності імовірностей функції запасу міцності і її похідні за часом.

В результаті функція надійності має вигляд

$$P(T) = [1 - H_S(0|R)] \exp \left[- \int_{\infty}^0 \bar{U}(0) dt \right], \quad (4)$$

де $H_S(0|R)$ – умовна імовірність відмови конструкції при $t = 0$.

При цьому для багатоеlementної системи із m частин в першому наближенні

$$H(t|R) \approx \sum_{k=1}^m \int_0^t \exp \left[- \frac{(\bar{r}_k - \bar{f}_k)^2}{2\sigma_{fk}^2} \right] \frac{\omega_k}{2\pi} d\tau, \quad (5)$$

а повна імовірність відмови буде

$$H(t) \approx \sum_{k=1}^m \int_0^t \frac{\sigma_{fk}}{\sqrt{\sigma_{rk}^2 + \sigma_{fk}^2}} \exp \left[- \frac{(\bar{r}_k - \bar{f}_k)^2}{2(\sigma_{rk}^2 + \sigma_{fk}^2)} \right] \frac{\omega_k}{2\pi} d\tau. \quad (6)$$

де $f_k(t)$, $r_k(t)$ – відповідно параметри узагальненого навантаження і міцності k -го елемента системи, які є процесами із відповідним математичним очікуванням $\bar{f}_k(t) \gg 0$, $\bar{r}_k(t) \gg 0$, дисперсією $\sigma_{fk}^2(t)$, $\sigma_{rk}^2(t)$, коли справедлива

нерівність $\frac{\sigma_{rk}^2 f_k + \sigma_{fk}^2 r_k}{\sigma_{rk} \sigma_{fk} \sqrt{\sigma_{rk}^2 \sigma_{fk}^2}} \gg 1$, а ефективна частота $\omega_k(t)$ є повільно мінливою

у порівнянні з функціями часу t .

Отримані залежності можна використати для визначення надійності робочих відповідальних елементів машин як багатоеlementних систем, у яких функція надійності залежить від надійності усіх її частин.

Висновки. Дослідження взаємодії випадкових пікових параметрів навантаження та параметрів міцності робочих елементів машини у вигляді функціональних залежностей узагальненого навантаження $\tilde{F}(t)$ і узагальненої міцності $\tilde{R}(t)$ від часу, дозволяють оцінити надійність із врахуванням імовірнісних аспектів розподілу даних залежностей в умовах короткочасних перевантажень, що дозволяє підвищити надійність та збільшити ресурс.

СПОСІБ ВИРОБНИЦТВА БІМЕТАЛЕВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДРОБАРОК

Афтандилянц Е. Г., д.т.н., проф.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

У залежності від властивостей матеріалу, що переробляється, і необхідного розміру продукту подрібнення використовують монолітні робочі органи дробарок (молотки, біла та інші) різної форми і маси (від 1 до 150 кг). Найбільше використання отримали робочі органи колосникового типу, що застосовують для подрібнення м'яких і мало абразивних матеріалів.

Є моделі, які мають два отвори для посадки на осі. При зношуванні обох сторін з одного кінця молотки насаджують на осі іншим отвором і спрацьовують обидві сторони іншого кінця. Робочі органи посиленої конструкції застосовують для дроблення міцних матеріалів середньої твердості, при цьому забезпечується вищий ступінь дроблення і спрощується конструкція ротора. Проте експлуатація дробарок з молотками такої форми значно складніша, оскільки при їх нерівномірному зносі швидко порушується балансування ротора.

Недоліком монолітних робочих органів дробарок є незначний термін служби виробів, в наслідок руйнування і інтенсивного формо змінювання тіла робочого органу, як результат зносу його робочих поверхонь, зв'язаний, у разі виготовлення їх із сталі, з низькою зносостійкістю матеріалу, а у разі чавуну - з низькою ударною в'язкістю і високою крихкістю. Крім того монолітні робочі органи дробарок мають незначний, від 10 до 30%, коефіцієнт використання металу (відношення зношеної частини до маси нового робочого органу). Удосконалення конструкції робочих органів дробарок відбувається, в основному, у напрямку виготовлення їх з двох складових частин - основи, з отвором для кріплення до ротора, виготовленою з вуглецевої або малолегованої сталі, і робочого шару, який зношується, із зносостійкого матеріалу.

Оптимізація технологічних параметрів виготовлення біметалевих виливків з прогнозованими властивостями є зворотним завданням керування, яка може вирішуватися методом покоординатного спуску і інтерпретацією даних в процесі обчислень.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб виробництва біметалевих робочих органів дробарок включає виплавку сталі, з вуглецевим еквівалентом ($C_{\text{екв}}^{\text{ст}}$) від 0,3 до 1,2 %, визначення перед її заливкою у ливарну форму

температури солідус сталі, заливки чавуну та його вуглецевого еквіваленту ($C_{екв}^{чав}$), за яким визначають хімічний склад чавуну, заливання сталі у ливарну форму, нанесення флюсу на затверділу поверхню сталі, виплавку та заливку, з визначеної температури, легованого чавуну, визначеного хімічного складу, в ливарну форму на сталеву основу. При цьому вуглецевий еквівалент легованого чавуну ($C_{екв}^{чав}$) повинен бути в межах від 3,0 до 4,6 %, та відповідати співвідношенню

$$C_{екв}^{чав} > 2.59 + 1.17 C_{екв}^{ст}$$

Якісне дифузійне з'єднання сталеві основи і чавунного робочого шару (взаємне проникнення, в результаті дифузії, атомів матеріалу основи і робочого шару один в одного) робочих органів дробарок відбувається в результаті контакту затверділою, після заливки, сталеві основи з чавунним робочим шаром в процесі його формування після заливки. При цьому міцність дифузійного шару, яка визначається міжатомними силами зв'язку матеріалу, що утворився в результаті дифузії, є ізотропною по поверхні контакту, що підвищує надійність роботи біметалевих робочих органів дробарок.

Проте надійне з'єднання робочого шару і основи за допомогою дифузійного шару є необхідним, але недостатньою умовою для підвищення міцності та зносостійкості робочих органів дробарок, оскільки істотний вплив на працездатність біметалевих виливків надає матеріал основи і робочого шару.

За своїм функціональним призначенням робочі органи дробарок повинні поєднувати високу твердість, зносостійкість, теплостійкість робочих шарів з конструкційною міцністю, ударною в'язкістю, пластичністю матеріалу основи. Для забезпечення високої зносостійкості та міцності матеріали основи та робочого шару повинні мати високий рівень таких властивостей, як опір стиску, згину, зсуву, зрізу, зминанню, теплопровідність, стійкість проти корозії, а також високу та рівномірну твердість при відсутності крихкості, невелику відмінність коефіцієнтів теплового розширення та стабільну макро – та мікроструктуру основи та робочого шару.

Дослідженнями встановлено, що вищезгаданий рівень властивостей сталеві основи досягається у разі застосування сталей що містять (мас. %) від 0,2 до 0,4 вуглецю; від 0,15 до 0,9 кремнію; від 0,25 до 1,4 марганцю; від 0,20 до 2,5 хрому; від 0,1 до 1,0 нікелю; до 0,025 сірки; до 0,02 фосфору.

Необхідний рівень властивостей чавунного робочого шару досягається у разі застосування чавунів, які містять (мас. %) від 2,3 до 3,3 вуглецю; від 0,5 до 0,75 кремнію; від 0,5 до 5,0 марганцю; від 11,0 до 24,0 хрому; до 2,4 молібдену; до 0,04 сірки; до 0,05 фосфору.

ПРО ВИКОРИСТАННЯ ПРЯМОГО МЕТОДУ ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ В ДОСЛІДЖЕННЯХ СТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ

Куценко А.Г., к.ф.-м.н., доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Дослідження одновимірної та квазіодновимірної проблеми поширення хвиль згину у балках і платівках призвело до розробки цілого ряду аналітичних методів, серед яких відзначимо метод матриці переносу (transfer matrix method), метод розкладу розв'язку за просторовими модами та варіаційні методи, які базуються на співвідношеннях балансу енергії і є розвиненням методів Релея та Релея - Рітца. Широке використання отримав метод скінченних елементів, але його не можна розглядати як найкраще доповнення до аналітичних методів дослідження явища поширення хвиль в періодичних системах, оскільки відповідні задачі є лінійними граничними задачами для диференціальних рівнянь (звичайних або в часткових похідних), то найбільш вдалим видається використання методу граничних елементів.

Для побудови схеми прямого методу граничних елементів необхідно знати, так званій, фундаментальний розв'язок відповідного диференціального рівняння (або системи рівнянь) у частинних похідних. Фізично такий розв'язок відповідає функції впливу. Для задачі механіки суцільного середовища – це поле переміщень (швидкостей), викликаних одиничною зосередженою силою у необмеженому просторі. З математичної точки зору фундаментальний розв'язок є розв'язком відповідного диференціального рівняння, у якого права частина є дельта-функцією Дірака. У нашому випадку фундаментальний розв'язок $w^*(x)$ має задовольняти рівняння:

$$\frac{d^4 w^*(x)}{dx^4} - p^4 w^*(x) = -\frac{\delta}{EJ}. \quad (1)$$

Для знаходження $w^*(x)$ використаємо інтегральне перетворення Фур'є:

$$W^*(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} w^*(x) e^{-i\alpha x} dx. \quad (2)$$

Помножаючи ліву та праву частини (1) на $e^{-i\alpha x}$ та інтегруючи по x від $-\infty$ до ∞ , після застосування теореми про диференціювання оригіналу, отримуємо:

$$(\alpha^4 - p^4)W^*(\alpha) = -\frac{1}{EJ}. \quad (3)$$

При виводі (3) було використано основну інтегральну властивість дельта-функції:

$$\int_a^b f(x)\delta(x)dx = f(0), \quad a < 0 < b, \quad (4)$$

при цьому враховано, що сама функція $w^*(x)$ та перші три її похідні стають як завгодно малими за модулем, коли $|x| \rightarrow \infty$. Знаходження розв'язку алгебраїчного рівняння (3) не становить жодних проблем:

$$W^*(\alpha) = -\frac{1}{EJ} \frac{1}{\alpha^4 - p^4}. \quad (5)$$

Найбільш суттєві труднощі виникають на останньому етапі – етапі переходу від зображення до оригіналу. Використовуючи контурне інтегрування було знайдено фундаментальний розв'язок, який має вигляд:

$$w^*(x) = \frac{1}{4p^3 EJ} \left(\sin p|x| + e^{-p|x|} \right). \quad (6)$$

Враховуючи граничні інтегральні співвідношення, які виражають значення невідомих функцій у середині області через їх значення на границі області (аналог потенціалів простого та подвійного шару у теорії потенціалу), отримуємо:

$$w(\xi) = \left[-Q^*(x-\xi)w(x) + M^*(x-\xi)\theta(x) - \theta^*(x-\xi)M(x) + w^*(x-\xi)Q(x) \right]_{x=0}^{x=a}. \quad (7)$$

У (7) величини, позначені зірочкою є цілком визначеними. Враховуючи вирази для кута нахилу, згинаючого моменту та перерізуючої сили згідно теорії Флоке, знаходимо:

$$\begin{aligned} \theta^*(x) &= \frac{1}{4p^2 EJ} \left(\cos px - e^{-p|x|} \right) \operatorname{sign} x, \\ M^*(x) &= \frac{1}{4p^2} \left(\sin p|x| - e^{-p|x|} \right), \\ Q^*(x) &= \frac{1}{4} \left(\cos px - e^{-p|x|} \right) \operatorname{sign} x. \end{aligned} \quad (8)$$

Серед восьми величин $w(0)$, $w(a)$, $\theta(0)$, $\theta(a)$, $M(0)$, $M(a)$, $Q(0)$ та $Q(a)$ чотири задаються граничними умовами (або чотири лінійні комбінації цих величин). Отже, фактично невідомими серед них є лише половина. Послідовно спрямовуючи $\xi \rightarrow 0$ та $\xi \rightarrow a$, отримуємо два рівняння для їх визначення.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ КОМБІНОВАНОГО МІНЕРАЛЬНОГО УДОБРЕННЯ ҐРУНТУ З ОДНОЧАСНОЮ СІВБОЮ

Петриченко Є.А., інженер

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації
сільського господарства»*

Внесення мінеральних добрив одночасно з сівбою зернових та інших сільськогосподарських культур, коли стартові дози добрив вносяться на рівні ложа для насіння, а основна доза добрив вноситься нижче рівня загортання насіння зі зміщенням у горизонтальній площині, дозволяє досягти економії добрив на 30-45%. Таким чином, очевидно, що суміщення операції сівби зернових та інших сільськогосподарських культур з основним удобренням ґрунту є ресурсощадним заходом. В зв'язку з цим виникає необхідність у розробці та дослідженні такого комбінованого машино-тракторного агрегату, який би дозволяв здійснювати висів з одночасним внесенням мінеральних добрив стартовими і основними дозами. Нами розроблена нова конструктивно-технологічна схема комбінованого машинно-тракторного агрегату для внутрішньогрунтового комплексного мінерального удобрення ґрунту з одночасною сівбою зернових культур, який складається з колісного агрегатуючого трактора (клас 1,4 або 3,0) та причеплених позаду нього спочатку сівалки для внесення у ґрунт (на глибину 60-150 мм) основної дози мінеральних добрив, за нею причеплена сівалка зернових культур з пристроєм для одночасного внесення у ґрунт стартової дози мінеральних добрив і сем'язернових культур (на глибину 20-80 мм). Для забезпечення причеплення позаду першої сівалки другої був застосований новий начіпний пристрій (Патент України №110432, 2015). Вказаний комбінований агрегат було досліджено і випробувано в польових умовах, результати яких показали позитивні результати. За результатами проведених дворічних агрономічних досліджень було встановлено, що стартова доза мінеральних добрив забезпечує ефективне живлення паростків зернових культур, що обумовлює їх прискорений ріст і розвиток, а по мірі росту цих рослин аж до дозрівання урожаю їх коріння живиться добривами основної дози, які знаходяться на більшій глибині і тому у вологому ґрунті, що забезпечує їх розчинення і ефективне використання рослинами. За результатами проведених польових досліджень були отримані наступні техніко-економічні результати

застосування агрегату складеного у відповідності до розробленої конструктивно-технологічної схеми: продуктивність (із застосуванням колісного інтегрального орно-просапного трактора тягового класу 3) становить близько 3 га/год, а витрати палива складають 4,5 кг/га. Приріст вражаю зернових культур складає 8-10%. Таким чином, розроблений та випробуваний в польових умовах комбінований агрегат для внутрішньогрунтового комплексного мінерального удобрення ґрунту з одночасною сівбою зернових культур показав несумнівні переваги у порівнянні з існуючими аналогічними машино-тракторними агрегатами.

УДК 621.171:72.192

ХАРАКТЕРНІ ДЕФЕКТИ ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ВІДНОВЛЕННЯ БЛОКІВ ЦИЛІНДРІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Засуцько А. А., асист., Новицький А.В., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів та природокористування України

Блок циліндрів (БЦ) є найдорожчою і найбільш металомісткою деталлю двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Від технічного стану БЦ в значній мірі залежить ресурс ДВЗ та надійність мобільного енергетичного засобу. БЦ виготовляється у вигляді моноблока і являє собою жорстку відливку. Існують БЦ, які виконані з чавуну (твердістю НВ 180-240), і БЦ, які виконані з алюмінієвих сплавів (локасіл, алюсіл, нікасілта ін.), які мають високий вміст кремнію. За механічними властивостями чавун, який застосовується для лиття БЦ, відповідає маркам СЧ 18, СЧ 21 і СЧ 24 з такими легуючими присадками, як нікель, хром, марганець та інші. До блоку циліндрів пред'являються наступні високі технологічні вимоги, включаючи: твердість не менше НВ 170-240; можливість зняття залишкових напруг термічною обробкою; можливість захисту стінок від корозії; відсутність тріщин і раковин. Поява дефектів в БЦ може бути викликана природними і аварійними причинами. До природних причин можна віднести старіння деталі в процесі накопичення пошкоджень у вигляді зносу, деформацій, втомних пошкоджень. До них можна віднести появу дефектів в БЦ у вигляді деформацій, що виникають при їх виготовленні. Після лиття в БЦ завжди залишаються внутрішні напруги (що особливо характерно для чавунних блоків). Відлитий чавун має низьку міцність, яка наростає в часі (процес старіння). Після завершення цього процесу чавун набуває регламентовану міцність. Поряд з природною деформацією зустрічаються

задири поверхні в результаті перегрівання і провертання вкладишів корінних підшипників колінчастого валу, деформація кришок корінних підшипників. В умовах ремонтного виробництва зафіксовані випадки заміни кришоккорінних опор БЦ на інші через їх втрату або неможливість відновлення на ремонтних підприємствах чи дільницях з відновлення деталей. Порушення умов експлуатації ДВЗ також може призвести до порушення нормальної роботи та виникнення дефектів та відмов БЦ. Так, перегрівання двигуна в процесі експлуатації сприяє прискореному утворенню тріщин між перемичками циліндрів. Огляд дефектів по БЦ різних марок ДВЗД-240 та ЯМЗ-236 показав, що крім основних дефектів, що є наслідком природного накопичення пошкоджень в процесі експлуатації і старіння деталі, є цілий ряд дефектів, таких як: газова ерозія площини прилягання; задири на поверхні корінних опор; знос гнізда під опорний бурт гільзи циліндрів; тріщини і пробоїни різної форми. Дослідженнями ремонтного фонду встановлено, що коефіцієнти повторюваності таких дефектів становлять 0,02 ... 0,25 (таблиця 1).

Таблиця 1.

Характерні дефекти блоків циліндрів двигунів Д-240, ЯМЗ-236 та способи їх усунення

№	Дефекти	Коефіцієнт повторності дефекту	Способи усунення дефектів
1.	Знос отворів під гільзи. Відколи посадочних пасків під гільзи.	0,019 ... 0,25	Бракувати
2.	Газова ерозія і корозія, риски і забоїни на поверхні прилягання до головки блоку	0,05 ... 0,07	Шліфувати до виведення слідів або наплавлення з наступним шліфуванням
3.	Неплощинність поверхні прилягання блоку циліндрів до головки блоку	0,05 ... 0,06	Шліфувати до виведення відхилень від площинності
4.	Неплощинність поверхні блоку циліндрів до картеру	0,06 ... 0,07	Шліфувати до виведення відхилення від площинності
5.	Задири, риски, подряпини, забоїни на поверхні отворів блоку під шийки колінчастого валу	0,04 ... 0,06	Очистити, наплавити ПАНЧ-11 та розточити

Дефекти проявляються у вигляді раптової відмови ДВЗ і часто супроводжується значними матеріальними витратами на відновлення їх працездатності. Слід зазначити, що широкий спектр дефектів БЦ і відсутність

інформації по них призвели до відсутності в ремонтному виробництві обґрунтованих технічних рішень щодо їх усунення та підвищення надійності.

Проведений вище аналіз є підставою для проведення досліджень пошкоджень блоків циліндрів автотракторних двигунів внутрішнього згорання з обґрунтуванням стратегій їх відновлення.

УДК 621.317; 621.35

АНАЛІЗАТОР КИСНЮ

Троць А.А., к.т.н, доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Проблема аналізу вмісту кисню поширюється, крім спеціальних технологічних процесів, ще й на побутовий рівень споживача і повністю відповідає межах дисципліни побутові електронні апарати. Найбільш поширеним методом контролю вмісту кисню є електрохімічний метод, який базується на використанні в якості чутливих елементів твердих оксидних електролітів. Процес виміру вмісту кисню на базі твердих електролітів в поєднанні з передовими технологіями полягає в оперативному визначенні величини е.р.с. електрохімічної чарунки в процесі доступу до її активної електрохімічної частини молекул кисню вимірювального середовища [1].

Вторинний прилад являє собою закінчений інформаційно-обчислювальний блок з можливістю цифрової індикації, який відтворює сигнал, що поступає на його вхід, від попередньо перетвореного інформативного сигналу, що надходить від чутливого елементу. Таким чином прилад складається з: голівки чутливого елементу; вторинного блоку обробки інформації і перехідного мініблоку контролера.

Метою доповіді є постановка задачі досліджень по створенню універсального блоку перетворення аналогового сигналу з параметрами: по струму 0-0,3 А; по напрузі 0-1,9 В, в кодований цифровий сигнал, який надходить у вторинний обчислювальний блок, що являє собою типовий науковий калькулятор.

Багатофункціональний контролер вводу/виводу аналогових і дискретних сигналів з інтерфейсом RS-485/RS-232, далі по тексту контролери, призначені для збирання та обробки даних, формування керуючих аналогових і дискретних сигналів.

Контролер має аналогові виходи для виміру як нормованих, так і ненормованих сигналів постійної і змінної напруги або струму, для підключення датчиків термоопору, твердоелектролітних датчиків. На аналогових виходах контролера формуються нормовані сигнали постійного струму або напруги. Дискретні виходи “відкритий контролер” або “релейний вихід” призначені для управління зовнішнім дискретно-керованими пристроями [2]. Видача команд управління і зачитування результатів виміру здійснюється через цифровий інтерфейс передачі даних RS-485 або RS-232.

В залежності від вимог програмне забезпечення контролеру дозволить йому виконувати достатньо широкий спектр функцій, а саме: перетворення та масштабування вихідних сигналів в заданому діапазоні; зчитування імпульсів і вимір частоти наслідування імпульсів; логіка, що задається програмою, роботи дискретних виходів (більше макс., менше мін., між мін. і макс., поза зоною мін. і макс.); вимірювача-регулятора по ПВД закону.

Останні розробки в цьому напрямку проводяться всебічно з метою формалізації вхідних параметрів для забезпечення наукової оснащеності подальших досліджень.

Таким чином, вимірювання кисню в умовах широкого користувача є вивірною проблемою, поряд з вимірюванням інших важливих компонент, в умовах сучасного науково-технічного прогресу, на базі типових стаціонарних блоків, що дозволяють розширити їх можливості впровадження в апаратурі портативного призначення для потреб побуту.

ЗМІСТ

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ	
<i>Афтанділянц Е.Г.</i>	3
СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ГАЛУЗІ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА	
<i>Булгаков В.М.</i>	4
СУЧАСНІ МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ	
<i>Яременко В.В.</i>	5
ВИРОБНИЦТВО ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННИЦТВА	
<i>Марус О.А.</i>	6
ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ СТОПОРІННІ ТА РІЗКОМУ ГАЛЬМУВАННІ	
<i>Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Кадикало І.О.</i>	8
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИЙ ТВЕРДОЕЛЕКТРОЛІТНИЙ ГЕНЕРАТОР КИСНЮ ВИСОКОЇ КОНЦЕНТРАЦІЇ	
<i>Троц А.А.</i>	10
АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ТА ПРИЧИНИ ЗНОШУВАННЯ ОТВОРІВ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	
<i>Бойко А.І., Федченко З.А.</i>	12
ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ	
<i>Котречко О.О., Ружило З.В., Новицький А.В.</i>	14
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ПОВОРОТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТРІЛОЮ	
<i>Ловейкін В.С., Кадикало І.О., Марухненко І.Я.</i>	15
СУЧАСНИЙ СТАН ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ЖИТЛОВОМУ ФОНДІ УКРАЇНИ	
<i>Ярмоленко М.Г.</i>	18

ПЕРЕТВОРЕННЯ ЦИЛІНДРА В ЦИКЛІДУ ДЮПЕНА ІЗ ЗБЕРЕЖЕННЯМ ІЗОМЕТРИЧНИХ КООРДИНАТ	
<i>Пилипака С.Ф., Несвідоміна О.В.....</i>	19
ОСОБЛИВОСТІ НОРМУВАННЯ ШКІДЛИВИХ КОМПОНЕНТІВ У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ І СІЛЬСЬКО- ТА ЛІСОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ І САМОХІДНИХ МАШИН	
<i>Бешун О.А.....</i>	21
РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ З РЕГУЛЮВАННЯМ ПОТУЖНОСТІ ДЕАКТИВАЦІЄЮ ЦИЛІНДРІВ І ЦИКЛІВ З ВПЛИВОМ НА ПРОЦЕСИ ГАЗООБМІНУ	
<i>Бешун О.А.....</i>	23
СПОСОБИ ПРИГОТУВАННЯ КОНЦЕНТРОВАНИХ КОРМІВ	
<i>Соломка О.В.....</i>	26
ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	
<i>Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шалатовська К.М.....</i>	28
РОБОЧИЙ ОРГАН ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧА	
<i>Котречко О.О., Ружило З.В., Новицький А.В.....</i>	30
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА	
<i>Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О.....</i>	31
ВДОСКОНАЛЕННЯ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН	
<i>Онищенко В.Б., Сучок М.В.....</i>	33
ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗКИДАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ	
<i>Онищенко В.Б., Сколота М.В.....</i>	34
ИССЛЕДОВАНИЕ АГРЕГИРОВАНИЯ БОТВОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ С КОЛЕСНЫМ ИНТЕГРАЛЬНЫМ ПРОСАПНЫМ ТРАКТОРОМ ТЯГОВОГО КЛАССА 3	
<i>Ігнат'єв Є.І.....</i>	37

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ НЕДОЛКИ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВЛАШТУВАННЯ ПОКРІВЕЛЬ	
<i>Ярмоленко М. Г.</i>	39
ОБ УПРАВЛЕНИИ УГЛОВОЙ СКОРОСТЬЮ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОГО ТОКА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ	
<i>Хорошун А.С.</i>	39
ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ З ҐРУНТУ КОРЕНЕПЛОДІВ БУРЯКІВ	
<i>Головач І.В.</i>	42
ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОСІВУ ТЕХНІЧНИХ КУЛЬТУР ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПІДВІСКИ СІВАЛОК ТОЧНОГО ВИСІВУ	
<i>Попик П.С.</i>	43
ПОШКОДЖЕННЯ ЗЕРНА В РОБОЧОМУ КАНАЛІ СКРЕБКОВОГО ЕЛЕВАТОРА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	
<i>Матухно Н.В.</i>	45
ВИРОБНИЦТВО ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ ТВАРИННИЦТВА	
<i>Голуб Г.А., Марус О.А.</i>	47
МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКАХ	
<i>Афтандилянц Е. Г.</i>	48
SYNTHESIS OF METAL FILLED CARBON NANOCAPSULES BY NEWLY DEVELOPED PLASMA PROSESSING	
<i>Sergiienko R.A., Verkhovliuk A.M., Shibata E., Nakamura T.</i>	50
ПРОЕКТ УНІВЕРСАЛЬНОГО ТОРГОВОГО ЦЕНТРУ З ПІДЗЕМНИМ ПАРКІНГОМ В ПОДІЛЬСЬКОМУ РАЙОНІ, М. КИЇВ	
<i>Бакулін Є.А., Бакуліна В.М.</i>	51
ОСОБЛИВОСТІ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І ЗНОШУВАННЯ ОТВОРІВ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ	
<i>Бойко А.І., Федченко З.А.</i>	54

ВПЛИВ УДАРНО-КОЛИВАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТРИЩИНОСТІЙКІСТЬ ВИСОКОМІЦНИХ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ	
<i>Чаусов М.Г.</i>	56
ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ КАПІТАЛЬНОГО БУДІВНИЦТВА В УКРАЇНІ	
<i>Ярмоленко М. Г.</i>	58
АНАЛІЗ РОБОТИ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ КОРЧУВАННЯ ПНІВ	
<i>Рибалко В.М., Матухно Н.В.</i>	59
ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ РОЗГОНУ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ РЕЖИМІ РУХУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА	
<i>Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В.</i>	61
МІЦНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН В УМОВАХ КОРОТКОЧАСНОГО ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ	
<i>Черниш О. М.</i>	63
СПОСІБ ВИРОБНИЦТВА БІМЕТАЛЕВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДРОБАРОК	
<i>Афтандилянц Е.Г.</i>	65
ПРО ВИКОРИСТАННЯ ПРЯМОГО МЕТОДУ ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ В ДОСЛІДЖЕННЯХ СТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ	
<i>Куценко А.Г.</i>	67
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ КОМБІНОВАНОГО МІНЕРАЛЬНОГО УДОБРЕННЯ ҐРУНТУ З ОДНОЧАСНОЮ СІВБОЮ	
<i>Петриченко Є.А.</i>	69
ХАРАКТЕРНІ ДЕФЕКТИ ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ВІДНОВЛЕННЯ БЛОКІВ ЦИЛІНДРІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ	
<i>Засулько А.А., Новицький А.В.</i>	70
АНАЛІЗАТОР КИСНЮ	
<i>Троц А.А.</i>	72

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XVII МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-
ПЕДАГОГІЧНИХ ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ
СПІВРОБІТНИКІВ ТА АСПІРАНТІВ
«ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ
ТЕХНІЧНИХ ТА БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ: КОНСТРУЮВАННЯ ТА
ДИЗАЙН»**

(29-30 березня 2017 року)

Відповідальний за випуск:

Ю.О. Ромасевич – професор кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Верстка – кафедра конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Адреса редколегії – 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12^В, НУБіП України.

За науковий зміст матеріалів тез відповідальність несуть автори.

Тираж виготовлено з оригінал-макету замовника.

Підписано до друку 24.03.2017. Формат 60x84 1/16.

Ум. друк. арк. 4,87. Наклад 100 прим.

© НУБіП України, 2017