

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЖИТОМИРСЬКИЙ АГРОТЕХНІЧНИЙ КОЛЕДЖ



ЗБІРНИК ТЕЗ

V Всеукраїнської науково-практичної конференції
**«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та
технічного сервісу сільськогосподарських машин і
знарядь»**

28-29 березня 2019 року

м. Житомир

Організаційний комітет конференції

Тимошенко Микола Михайлович – голова оргкомітету, кандидат економічних наук, доцент, директор Житомирського агротехнічного коледжу.

Члени оргкомітету

- 1. Войтов Віктор Анатолійович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри транспортних технологій і логістики Харківського НТУСГ ім. Петра Василенка.
- 2. Ловейкін В'ячеслав Сергійович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України.
- 3. Братішко В'ячеслав В'ячеславович** – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, заступник директора ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ.
- 4. Голуб Геннадій Анатолійович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергосистем НУБіП України.
- 5. Федій Всеволод Савелійович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки Житомирського агротехнічного коледжу.
- 6. Дворук Володимир Іванович** – доктор технічних наук, професор кафедри теоретичної та прикладної фізики НАУ м.Київ.
- 7. Аулін Віктор Васильович** – доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського НТУ.
- 8. Кухарець Савелій Миколайович** – доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри механіки та інженерії агроєкосистем Житомирського НАЕУ.
- 9. Алфьоров Олексій Ігорович** – кандидат технічних наук, доцент, проректор з науково-педагогічної роботи Харківського НТУСГ ім. Петра Василенка.
- 10. Кравцов Андрій Григорович** – кандидат технічних наук, доцент, декан факультету технологічних систем і логістики Харківського НТУСГ ім. Петра Василенка.
- 11. Науменко Олександр Артемович** – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри технічних систем та технологій тваринництва ім. Б.П. Шабельника НТУСГ ім. Петра Василенка.
- 12. Герук Станіслав Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, чл.-кор. ІАН України, завідувач кафедри агроінженерії, Житомирського агротехнічного коледжу.
- 13. Ружи́ло Зиновій Володимирович** – кандидат технічних наук, доцент, декан факультету конструювання та дизайну НУБіП України.
- 14. Танась Войцех** – доктор технічних наук, професор завідувач кафедри рільничого машинознавства Природничого університету, м Люблін, Республіка Польща.
- 15. Ловкіс Віктор Болеславович** – кандидат технічних наук, доцент, декан агрономічного факультету БДАТУ м. Мінськ, Республіка Білорусь.
- 16. Пушкаренко Микола Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент, декан інженерного факультету ФГБОУ ВО Чувашская ГСХА м. Чебоксари, Російська Федерація.
- 17. Мазяров Володимир Порфірович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортно-технологічних машин і комплексів ФГБОУ ВО Чувашская ГСХА м. Чебоксари, Російська Федерація.
- 18. Бекбосинов Серик** – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри аграрної техніки та технології Казахського НАУ м. Алмати, Республіка Казахстан.
- 19. Крук Ігор Степанович** – кандидат технічних наук, доцент, декан факультету механізації БДАТУ м. Мінськ, Республіка Білорусь.
- 20. Лімонт Анатолій Станіславович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерії, Житомирського агротехнічного коледжу.
- 21. Федірко Павло Петрович** – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри ремонту машин і енергообладнання Подільського ДАТУ.
- 22. Савченко Василь Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри машиновикористання та сервісу технологічних систем Житомирського НАЕУ.
- 23. Ярош Ярослав Дмитрович** – кандидат технічних наук, доцент, декан факультету інженерії та енергетики Житомирського НАЕУ.
- 24. Бора́к Костянтин Вікторович** – кандидат технічних наук, заступник директора з навчальної роботи Житомирського агротехнічного коледжу.

- 25. Новицький Андрій Валентинович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри надійності техніки НУБіП України.
- 26. Хоменко Сергій Михайлович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерія Житомирського агротехнічного коледжу.
- 27. Засць Максим Леонідович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри процеси, машини та обладнання в агроінженерії Житомирського НАЕУ.
- 28. Міненко Сергій Вікторович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри машиновикористання та сервісу технологічних систем Житомирського НАЕУ.
- 29. Куликівський Володимир Леонідович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри машиновикористання та сервісу технологічних систем Житомирського НАЕУ.
- 30. Руденко Віталій Григорович** – завідувач відділення «Агроінженерія» Житомирського агротехнічного коледжу.
- 31. Герасимчук Дмитро Васильович** – завідувач цикловою комісією спеціальності «Агроінженерія» Житомирського агротехнічного коледжу
- Відповідальний секретар: Добранський Сергій Станіславович** – викладач Житомирського агротехнічного коледжу.

**СПИСОК СКОРОЧЕНИХ НАЗВ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ, ОРГАНІЗАЦІЙ ТА УСТАНОВ,
ЩО БЕРУТЬ УЧАСТЬ У КОНФЕРЕНЦІЇ**

ЖАТК	Житомирський агротехнічний коледж
ЖНАЕУ	Житомирський національний агроєкологічний університет
ННЦ «ІМЕСГ» НААН	Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Національної академії аграрних наук України
ХНТУСГ ім. Петра Василенка	Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка
ПДАТУ	Подільський державний аграрно-технічний університет, м. Кам'янець-Подільський
НУБіП	Національний університет біоресурсів і природокористування, м. Київ
ЦНТУ	Центральноукраїнський національний технічний університет
НАУ	Національний авіаційний університет, м. Київ
ВНАУ	Вінницький національний аграрний університет
СНАУ	Сумський національний аграрний університет
БГАТУ	Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь
БГТУ	Белорусский государственный технологический университет
РНПУП «ІЭНАН»	Республиканское научно-производственное унитарное предприятие «Институт энергетики НАН Беларуси» г. Минск
ГУ «БМС»	ГУ «Белорусская Машиноиспытательная станция» п. Привольный Минский район, Республика Беларусь
НПЦ НАН Беларуси	Республиканское унитарное предприятие «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» г. Минск, Республика Беларусь
БГСА	Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, г. Минск, Республика Беларусь
КНУБ	Київський національний університет будівництва і архітектури
ОАО «БЕЛАЗ»	ОАО «БЕЛАЗ», г. Жодино, Республика Беларусь
БНТУ	Белорусский национальный технический университет
ХНАУ ім.В.В.Докучаєва	Харківський національний аграрний університет ім.В.В.Докучаєва
ФГБОУ ВО «ЧГСА»	ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия
УО МГЭИ им. А.Д. Сахарова	Учреждение образования «Международный государственный экологический институт имени А.Д. Сахарова Белорусского государственного университета»
ДП ІВПіМ НААН	Державне підприємство «Центральна лабораторія якості води та ґрунтів» ІВПіМ НААН
НУ «Львівська політехніка»	Національний університет «Львівська політехніка»
РК СНАУ	Роменського коледжу Сумського національного аграрного університету
ПАТ «Агро-Союз»	Приватне акціонерне товариство «Агро-Союз»
ВК ХНТУСГ ім. Петра Василенка	Вовчанський коледж Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка

ТЕМАТИЧНІ НАПРЯМКИ РОБОТИ КОНФЕРЕНЦІЇ:

- *Стан та перспективи розвитку машин для рослинництва*
- *Стан та перспективи розвитку машин для тваринництва*
- *Технічний сервіс*
- *Надійність машин*
- *Енергетика, енергетичні засоби електротехнології та автоматизації*
- *Закономірності процесів тертя та зношування деталей сільськогосподарської техніки*

1. Г.П. Водяницький, к.т.н., доцент, І.П. Слюсаренко, В.В. Тимків, Житомирський національний агроекологічний університет, В.А. Мамчур, к.т.н., доцент, Житомирський агротехнічний коледж

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ-ПОДРІБНЕННЯ КОРМІВ ВЕРТИКАЛЬНИМ КОНІЧНИМ ШНЕКОМ

Моделювання технічної системи є одним з перших етапів пізнання її властивостей з метою подальшого удосконалення та грамотного використання. Змішування твердих компонентів з одночасним їх подрібненням вертикальним конічним шнековим робочим органом є складним робочим процесом, який автори аналітично описали через основні параметри робочого органу та режими протікання процесу. Отримані узагальнені фактори, завдяки чому кількість факторів з семи зменшилось до чотирьох. Це дає можливість скоротити обсяг експериментальної роботи у вісім разів та забезпечити ефективні результати, які оцінюють фактичну дію факторів, що діють на вибраний критерій ефективності, коефіцієнт нерівномірності комплексно, а не нарізно. Модель дає можливість зробити якісну та кількісну оцінку процесу роботи кормороздавача-змішувача-подрібнювача, оптимізувати його параметри робочих органів та режими процесу роботи.

Встановлено, що коефіцієнт нерівномірності суміші залежить пропорційно залежність (18) від частоти обертання шнека (ω) перемноженим на коефіцієнт c_1 , який залежить в свою чергу від об'єму бункера (V), фізико-механічних властивостей суміші, її об'ємної маси (ρ), та дотичного зусилля зсуву компонентів суміші (τ) та кроку шнека (ℓ) зменшеному в значення коефіцієнта c_2 , який залежить від конструкції бункера змішувача. Окрім того, на значення коефіцієнта нерівномірності суміші (v') пропорційно також впливає швидкість циркуляції компонентів зменшеному в c_3 разів, який залежить від конструктивних параметрів машини, та фізико-механічних властивостей суміші, площі бокової поверхні шнека зменшеній в c_4 разів, що залежить від конструктивних параметрів кормороздавача-змішувача-подрібнювача.

Результати дослідження використовуються на кафедрі при вивченні студентами курсів «Машини та обладнання для тваринництва», «Експлуатація технологічного обладнання для тваринництва», та «Обґрунтування рішень», а також можуть бути основою подальшого дослідження, та в проектно-конструкторській практиці.

Ключові слова: змішувач-подрібнювач, модель, безрозмірний комплекс, аналіз розмірностей, вертикальний шнек змінного діаметра, критерії подібності.

2. В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Д.В. Муштин, А.П. Ляшко, Національний університет біоресурсів і природокористування України

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ І ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТІЛОЮ

Останнім часом баштові крани з балочною стрілою знайшли широке застосування в сільському будівництві. У багатьох випадках робота цих кранів визначає весь ритм будівництва, тому виникає потреба забезпечення їхньої ефективної експлуатації. Більшість кранів працюють в режимах, які характеризуються значними енергетичними витратами на виконання перевантажувальних операцій та динамічними навантаженнями, що виникають в елементах конструкції на приводних механізмах. Особливо небезпечними є навантаження під час суміщення робочих операцій, зокрема зміна вильоту вантажу під час повороту крана. Все це призводить до зниження надійності роботи кранів і передчасного виходу їх з ладу.

Для дослідження енергетичних і динамічних процесів при зміні вильоту вантажу і повороті крана розроблено динамічну модель сумісного руху двох механізмів. При побудові такої моделі вважалося, що усі елементи цих механізмів і конструкцій крана є абсолютно тверді тіла, окрім гнучкого підвісу вантажу, який може здійснювати коливання в площинах зміни вильоту і повороту крана. Крім того, тут враховано основний рух механізмів зміни вильоту та повороту крана. Таким чином сумісний рух механізмів зміни вильоту та повороту крана представлений динамічною моделлю з чотирма ступенями вільності. За узагальнені координати цієї моделі прийняті лінійні координати центрів мас візка та вантажу в площині зміни вильоту та кутові координати повороту стріли і вантажу.

За динамічною моделлю побудована математична модель шляхом використання принципу Гамільтона, яка являє собою систему чотирьох нелінійних диференціальних рівнянь другого

порядку. В цих рівняннях рушійні моменти приводних механізмів визначались з їхніх механічних характеристик. В результаті розв'язку цих рівнянь для крана Liebherr 140 hc-k визначені кінематичні, енергетичні та динамічні характеристики сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту крана. З отриманих результатів встановлено, що коливання вантажу, які зароджуються на ділянках пуску механізмів переміщення візка та повороту крана впливають на усталений рух механізмів. під часу руху механізмів переміщення візка і повороту крана пришвидшення візка та стріли не нульові, що свідчить про наявність в системі приводних механізмів м'яких ударів, які викликають додаткові коливання в механізмах та конструкціях крана.

З. В.Б. Левченко, к.с.-г.н., доцент, К.І. Лісова, студентка, Житомирський агротехнічний коледж, І.В. Шульга, к.с.-г.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПРОБНИЦТВА ЛІСОГОСПОДАРСЬКОГО І ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ЗА МІЖНАРОДНИМИ ВИМОГАМИ СЕРТИФІКАЦІЇ ЛІСІВ FSC В УКРАЇНІ

Розглянуто питання виготовлення та застосування лісозаготівельних машин і обладнання в лісовому сертифікаційному аспекті FSC. Проаналізовано технологічний вплив лісозаготівельного обладнання на екологічний стан лісопокритих площ, оцінено перспективи впровадження новітніх технологій лісозаготівель в умовах сучасних вимог до лісової сертифікації.

Ключові слова: лісогосподарські машини, лісова сертифікація, надійність машин, екологічне навантаження, лісозаготівлі, лісогосподарські роботи, бензомоторний інструмент.

Постановка проблеми. Зростаюча увага фахівців і громадськості до інноваційного розвитку лісового сектора на протязі останніх десятиліть визначена його значенням для економічного і соціального розвитку країни. Пріоритетними напрямками діяльності лісової галузі передбачається розвиток природозберігаючих технологій та залучення в промислову переробку неефективно освоєваних лісових ресурсів. При цьому очевидно, що в найближчі роки на вітчизняних і зарубіжних ринках споживачів зросте попит як в круглих лісоматеріалів, так і у вторинних ресурсах лісозаготівель, перш за все в якості сировини для біоенергетики [5, с. 12 - 34]. На сьогодні проведено велику кількість досліджень щодо проблем лісозаготівлі та комплексного використання деревини в Україні.

Результати досліджень. Вивчення досвіду є актуальним завданням з точки зору як розвитку лісозаготівельного виробництва так і екології. Однією з основних причин того, що Україна, яка володіє значними лісовими ресурсами, не може економічно ефективно використовувати їх потенціал, є відсталість вітчизняного лісового машинобудування (насамперед машинобудування, котре здійснює випуск техніки для лісосічних робіт). У зв'язку з незначним об'ємом випуску вітчизняної лісозаготівельної техніки її ринок було захоплено технікою зарубіжного виробництва. Сьогодні близько 80% машин і механізмів, які використовувалися і продовжують використовуватися на лісозаготівельних роботах, були виготовлені в Росії та інших країнах СНД і відпрацювали свій ресурс на 95 %. За останні роки парк машин оновлюється переважно за рахунок закупівлі машин закордонного виробництва. Сьогодні в Україні не налагоджено випуск сучасної лісозаготівельної техніки. Роботи по її створенню практично не ведуться. Потреба у машинах для лісового господарства України частково забезпечується декількома вітчизняними підприємствами: підприємство «Мотор Січ» (м. Запоріжжя); заводом «Спецлісмаш» (м. Лубни, Полтавська область); заводом спеціального машинобудування (м. Радомишль, Житомирська область); Харківським авторемонтним заводом, а також окремими малими підприємствами. Однак цього недостатньо для забезпечення щорічної потреби у нових тракторах. Слід сказати, що на українському ринку активно працюють зарубіжні фірми. Зокрема, концерн Komatsu Forest, в склад якої входить фірма «Valmet», 2008 року відкрив у Івано-Франківську своє українське представництво – ТзОВ «Лісотехнічна компанія «Форест Україна». Активно веде свою маркетингову політику холдинг «АМКОДОР» (Білорусь), який пропонує свій комплекс машин для лісозаготівельних робіт: харвестери, форвардери, трелювальні трактори, лісонавантажувачі, машини для подріблення деревини на тріску. Крім цього досить серйозно на Українському ринку лісосічної техніки про себе заявили такі компанії як Husqvarna (Швеція) та Stihl (Німеччина) – одні з найбільших у світі виробники мотоінструменту для лісового господарства. Вітчизняне машинобудування по виробництву

лісозаготівельної техніки не тільки програє ринки збуту закордонним виробникам, але і не здатне в найближчі роки виграти конкуренцію на ринку поставок бензомоторних пил, трелювальних тракторів, харвестерів і форвардерів. Забезпечення лісозаготівельної галузі сучасними машинами, на наш погляд, можна здійснити двома шляхами: створювати нові конструкції машин вітчизняними підприємствами машинобудівної галузі або закуповувати машини зарубіжного виробництва.

Для виходу на ринок лісозаготівельної техніки вітчизняних виробників, її конкуренції із зарубіжними фірмами та розвитку українського ліспромислового комплексу, необхідне рішення задачі виробництва в Україні адекватної системи машин для лісозаготівлі і подальшої переробки деревини. Для сучасної вітчизняної економіки проблема розвитку лісового машинобудування, здатного забезпечити ринок вітчизняною технікою для заготівлі круглих лісоматеріалів і вторинних відходів лісозаготівлі, є одним з пріоритетних завдань, яке особливо гостре в напрямку раціонального лісочористування.

Аналізуючи передові технології FSC по проведенню механізованих лісосічних робіт слід зазначити, що в Україні, на даний час, знайшли широке використання дві технології: хлистова та сортиментна. Обидві технології мають свої певні переваги та недоліки, при цьому пріоритети тієї чи іншої технології поки що не визначено. Хлистова технологія найбільш поширена на лісосіках при суцільних рубках головного користування. Її широке використання пояснюється веденням рубок в змішаних та листяних лісах, що характеризуються великою кількістю вад деревини, що не допустимо при сертифікаційній лісозаготівлі за FSC. Це потребує розпилювання та сортування деревини на велику кількість типорозмірів, що в свою чергу наносить непоправної шкоди навколишньому середовищу.

В останній час спостерігається тенденція розвитку лісозаготівлі з реалізацією товарних сортиментів з лісосік. При цьому спостерігається скорочення виробничих потужностей підприємств, розвиток оперативних зв'язків з споживачами. Погіршення санітарного стану лісів і вплив лісозаготівельного виробництва на навколишнє середовище викликає необхідність використання природозберігаючих технологій з раціональним використанням лісових ресурсів [1, с. 21 - 46], [4, с. 45 - 67]. Аналізуючи звальювальні роботи при проведенні лісосічних робіт на лісозаготівлях, варто відмітити, що вони виконуються більшості випадків моторним інструментом – бензиномоторними пилками зарубіжного виробництва. При цьому неможливе виконання підготовки пакетів деревини, що в подальшому збільшує час виконання трелювальних робіт, які при такій технології виконуються трелювальними тракторами з чокерним технологічним оснащенням або колісними тракторами загального призначення з спеціальними захватними пристроями. Обрізування гілок в більшості випадків виконується також бензомоторними пилками [4, 72 - 84].

При виконанні навантажувальних робіт на лісовозний транспорт використовуються самонавантажувальні автомобілі, автокрани, щелепні навантажувачі, та ін. Однак усі механізми, крім самонавантажувальних автолісовозів, потребують додаткової кількості робітників, а деколи і певних витрат на підготовчі роботи. Гідроманіпулятори на самозавантажувальних автолісовозах встановлюються лише стаціонарно, що збільшує загальну масу автопоїзда і негативно впливає як на продуктивність лісовозного автомобіля, так і на рослинний надґрунтовий покрив лісу. Технологічний процес заготівлі деревини в хлистах останнім часом за рекомендаціями міжнародної сертифікації деревини FSC все більше поступається сортиментній технології, перевага якої в зменшенні кількості операцій при виконанні нижньоскладських робіт. При цьому використання сучасної техніки дозволяє зменшити до мінімуму використання ручної праці та шкоди навколишньому природному середовищу.

Висновки:

1. На сьогоднішній день в Україні є всі передумови для організації спеціалізованих лісозаготівельних підприємств, здатних придбати і використовувати відповідну лісозаготівельну техніку за сучасними новітніми технологіями згідно сучасних вимог міжнародної сертифікації FSC.
2. Проведення переоснащення і розвиток машинного парку для лісозаготівельного виробництва на основі лісоексплуатаційної класифікації природно-виробничих умов дасть змогу раціонально використовувати природні ресурси та невиснажливо проводити лісоексплуатацію.
3. Подальший розвиток вітчизняного лісового машинобудування, особливо з виробництва малогабаритної лісозаготівельної техніки зі змінним навісним обладнанням значно поліпшить

умови вітчизняної лісозаготівлі і посилять конкурентоспроможність української деревини на міжнародному ринку за сертифікаційними вимогами FSC.

4. Нарощування обсягів виробництва різних видів біопалива з деревної біомаси та використання технологій, які дозволяють більш комплексно використовувати деревні ресурси з метою максимальної утилізації та переробки деревних відходів, унеможлиблює забруднення навколишнього природного середовища, та створює додаткові маркетингові умови для продукції побічного користування лісом у напрямку альтернативних джерел енергії.

Список використаних джерел

1. Адамовський М. Г., Бакай Б. Я. Аналіз і перспективи використання трелювальних тракторів у лісовому комплексі України / М. Г. Адамовський, Б. Я. Бакай // Науковий вісник Український державний лісотехнічний університет. 2004, вип. 14.3. – с.175-182.
2. Кий А. В. З досвіду лісозаготівель Швеції / А. В. Кий // Збірник науково-технічних праць. - Львів: НЛТУ України. – 2006. – Вип.16.7. – с.71–75.
3. Мартинців М. П. Проблеми первинного транспортування деревини в гірських умовах і шляхи їх вирішення / М. П. Мартинців // Наукові праці: Зб. наук. робіт Лісівничої АН України. – Львів: НЛТУ України. – 2005. вип. 3. – с. 114–117.
4. Ковальчук Н. П. Аналіз проблем лісозаготівель в Україні / Н. П. Ковальчук // Сільськогосподарські машини. випуск 25 с. 61-65.
5. Лісове Господарство України 2015 – Державне агентство лісових ресурсів України –18 с. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://dklg.kmu.gov.ua/forest/document/118552/Brosura_DALR_2015_web.pdf

4. В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Ю.О. Ромасевич, д.т.н., доцент, О.В. Стехно, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ «ВІЗОК-ВАНТАЖ» ПРИ НЕСИМЕТРИЧНИХ ОБМЕЖЕННЯХ НА КЕРУВАННЯ

Проблема оптимального керування системою «візок-вантаж» дуже важлива як для теоретичних, так і для практичних цілей. Випадок, коли у якості критерія оптимізації є тривалість розгону системи до усталеної швидкості є задачею оптимальної швидкодії.

Вирішення такої задачі дозволяє спроектувати систему керування баштовими кранами, які будуть працювати із максимальною продуктивністю.

Для проведення дослідження на рисунку 1. представлена динамічна модель системи «візок-вантаж». Така динамічна модель широко використовується для вирішення задач оптимального керування мостовими та баштовими кранами [1].

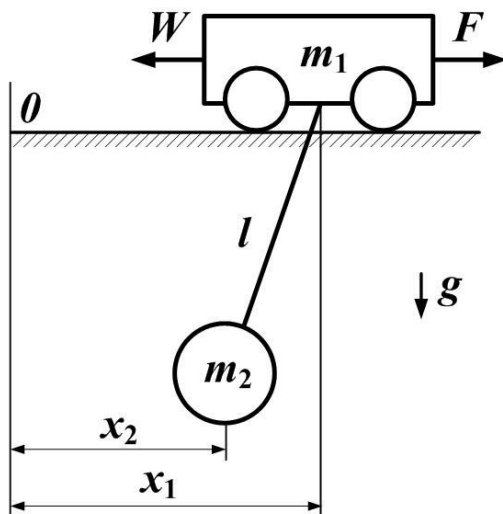


Рис. 1. Динамічна модель системи «візок-вантаж»

Рух системи «візок-вантаж» описується системою лінеаризованих диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + m_2 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} = F - W \cdot \text{sign}\left(\frac{dx_1}{dt}\right); \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{g}{l} \cdot (x_2 - x_1), \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 – зведена маса вантажного візка; m_2 – зведена маса вантажу; x_1 та x_2 – узагальнені координати центрів мас m_1 та m_2 відповідно; g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; F – рушійна або гальмівна сили, яка діє на візок; W – сила статичного опору, яка протидіє руху вантажного візка.

У подальшому розглянемо режим пуску вантажного візка. Припускаємо, що швидкість вантажного візка у процесі переміщення вантажу закріпленого на гнучкому підвісі не змінює свій знак, тобто $\text{sign}\left(\frac{dx_1}{dt}\right) = 1$. Введемо наступні позначення: $x_2 - s_T = y_1$ та $u = \frac{F - W}{m_1} \cdot \Omega_0^2$.

Представлені позначення дозволяють переписати рівняння руху (1) у наступній формі:

$$\begin{cases} \frac{dy_j}{dt} = y_{j+1}; & j = (\overline{1, 3}); \\ y_4 = u - \Omega^2 \cdot y_3, \end{cases} \quad (2)$$

де s_T – положення вантажного візка у кінці перехідного процесу; u – функція керування (керування); $y_j - j$ – та фазова координата системи; Ω – власна частота коливань вантажу відносно вантажного візка, $\Omega = \Omega_0 \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)}{m_1}}$; Ω_0 – власна частота коливань вантажу як математичного маятника, $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$.

Початкові та кінцеві умови руху системи виглядають наступним чином:

$$\begin{cases} y_1(0) = -s_T; y_2(0) = y_3(0) = y_4(0) = 0; \\ y_1(T) = 0; y_2(T) = v_T; y_3(T) = y_4(T) = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де v_T – кінцева швидкість вантажного візка (усталена швидкість візка); T – тривалість розгону системи, яка є невідомою величиною.

Початкові умови руху (3) означають стан спокою системи; кінцеві умови руху (3) вимагають усунення коливань вантажу у момент часу T .

У рамках даного дослідження критерієм, який необхідно мінімізувати є тривалість розгону вантажного візка:

$$\int_0^T dt = T \rightarrow \min. \quad (4)$$

Мінімізація часу T забезпечить збільшення продуктивності баштового крана за рахунок зменшення тривалості виходу візка на усталену швидкість.

Практична необхідність вимагає врахування обмеження на керування. Це пов'язано із обмеженням рушійного моменту приводу візка. Таким чином, оптимальне керування u повинно відповідати наступним умовам:

$$\begin{aligned} u_{\min} &\leq u \leq u_{\max}; \\ u_{\max} &= \frac{F_{\max} - W}{m_1} \cdot \Omega_0^2; \\ u_{\max} &= \frac{-W}{m_1} \cdot \Omega_0^2, \end{aligned} \quad (5)$$

де $u_{\max}$ та $u_{\min}$ – є верхня і нижня межі області зміни керування u ; $F_{\max}$ – максимальне рушійне зусилля, що діє на масу m_1 під час розгону.

Відмітимо, що новизною постановки задачі оптимального за швидкодією керування рухом системи «візок-вантаж» є використання несиметричних обмежень на керування (5), що впливає із неможливості змінювати знак зусилля, що діє на вантажний візок.

Список використаних джерел

1. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів зміни вильоту вантажу баштового крана. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, О.В. Стехно. – К.: ЦП «КОМПРИНТ», 2017. – 172 с. [с. 73, рис. 4.3].

5. И.М. Швед, Белорусский государственный аграрный технический университет **ИССЛЕДОВАНИЯ ВРЕМЕНИ РАЗМЫВА ОСАДКА НАВОЗА**

В статье представлены результаты экспериментальных исследований времени размыва осадка навоза в цилиндрическом навозохранилище. Определены зависимости времени размыва осадка навоза от диаметра и угла подъема винтовой линии лопасти мешалки миксера.

Введение. В условиях рыночных отношений сельскохозяйственные предприятия Республики Беларусь первоначально решают проблемы организации рентабельного производства продукции животноводства.

Комплексное решение задач по выходу сельскохозяйственного производства на уровень устойчивого социально-экономического роста и развития Беларуси, требует внедрения новых адаптивных ресурсосберегающих, экологически безопасных, экспортоориентированных технологий [1–3].

Перевод животноводства на промышленную основу выявил ряд проблем. Основными из них является утилизация отходов жизнедеятельности животных и их воздействие на окружающую среду.

На дне навозохранилища с течением времени при длительном хранении навоза накапливается осадок с илистыми отложениями и в случае если не проводить его размыв с одновременным перемешиванием это приводит к неполному опорожнению емкости, что ухудшает удобрительные свойства жидкого навоза, а также сокращает полезный объем хранилища, и затрудняет эксплуатацию оборудования для утилизации жидкого навоза.

Решение проблемы утилизации навоза возможно осуществить за счет внедрения высокотехнологичных линий и цехов его переработки в качественное органическое удобрение. В состав оборудования таких линий входят установки для перемешивания, перекачки и разделения жидкого навоза на фракции. Основным оборудованием для перемешивания жидкого навоза являются миксеры.

Анализ известных конструкций миксеров показывает, что до настоящего времени у нас в стране и за рубежом нет обоснования рациональных параметров их рабочих органов и режимов работы, что является актуальной задачей.

Цель исследований – определение времени размыва осадка навоза в цилиндрических навозохранилищах, с обоснованием параметров рабочего органа миксера.

Задача исследования – исследование влияния конструктивных параметров мешалки миксера на время размыва осадка навоза.

Программой исследования предусмотрено перемешивание жидкого навоза влажностью не более 92 % в цилиндрическом навозохранилище объемом 3000 м³.

Материалы и методы. Важными конструктивными параметрами, характеризующими эффективность эксплуатации миксера являются геометрические параметры мешалки.

Экспериментальные исследования выполнялись на специально изготовленной установке. Экспериментальная установка, выполненная в соотношении 1:10, с применяемыми в хозяйствах навозохранилищами и миксером, состоит из емкости 1, мешалки 2, закрепленной на валу 3, для регулирования высоты подъема мешалки 2 выполнены окна 4.

Экспериментальная установка (рисунок 1) работает следующим образом. Емкость заполняется навозной массой и затем включается привод вала мешалки. Закрепленная на конце вала мешалка совершает вращательное движение.

При вращении лопасти мешалки захватывают навозную массу и перемещают ее в радиальных направлениях. При этом часть массы перемещается линейно, за счет созданного мешалкой потока жидкости. В результате разности скоростей радиально направленного и линейно направленного потоков жидкости образуется перепад давления в смешиваемой массе, следствием чего является

образование вихревых потоков, которые под действием радиально направленной силы инерции внедряются в илстые включения исследуемой массы жидкого навоза, тем самым разрушая ее структуру.



1 – емкость, 2 – мешалка, 3 – вал, 4 – регулировочные окна

Рисунок 1 – Экспериментальная установка

Размыв уплотненного осадка навоза осуществляется только в тех случаях, когда отсутствует возможность периодически производить перемешивание навозной массы и когда нет необходимости применять устройства для перекачки жидкого навоза. Осадок навоза по площади распределяется неравномерно, наибольшая его толщина создается в участках, удаленных от перемешивающих и откачивающих устройств. Со временем осадок уплотняется и в отдельных зонах трудно подвержен разрушению. Поэтому для надежной эксплуатации погрузных устройств его необходимо размывать и перемешивать во всем объеме навозной массы.

Возможны два способа размыва, предотвращения и удаления осадка навоза – раздельный и совмещенный.

При раздельном способе – размыв осадка происходит при опорожнении навозохранилища, когда вначале насосом откачивается жидкая фракция навоза, а затем при помощи погрузчика удаляется накопившийся осадок. Данный способ не позволяет полностью очистить навозохранилище, а также требует значительных энергозатрат.

В случае применения совмещенного способа происходит одновременное проведение операций по разрушению уплотненных слоев навозной массы и перемешивание их во всем объеме жидкого навоза, что не ухудшает его удобрительных свойств и позволяет полностью утилизировать хранящуюся массу из навозохранилища. Этот способ осуществляется миксером для навоза, который устанавливается в навозохранилище (рисунок 2).



Рисунок 2 – Размыв осадка жидкого навоза с одновременным перемешиванием

Результаты и обсуждение. В ходе проведения эксперимента по определению продолжительности размыва осадка навозной массы проводились следующие операции:

- заполнение емкости навозной массой до уровня, обеспечивающего устойчивую работу миксера для навоза.
- размыв осадка навозной массы осуществлялся путем создания направленной струи потока жидкого навоза винтовой поверхностью лопасти мешалки, которая перемещалась с определенной скоростью и распространялась по дну емкости в виде затопленной струи.
- продолжительность размыва осадка измеряли в зависимости от диаметра и угла подъема винтовой линии лопасти мешалки.

По результатам опытов построены графики зависимости продолжительности размыва осадка жидкого навоза от высоты осадка, диаметра и угла подъема винтовой линии лопасти мешалки, которые представлены на рисунке 3.

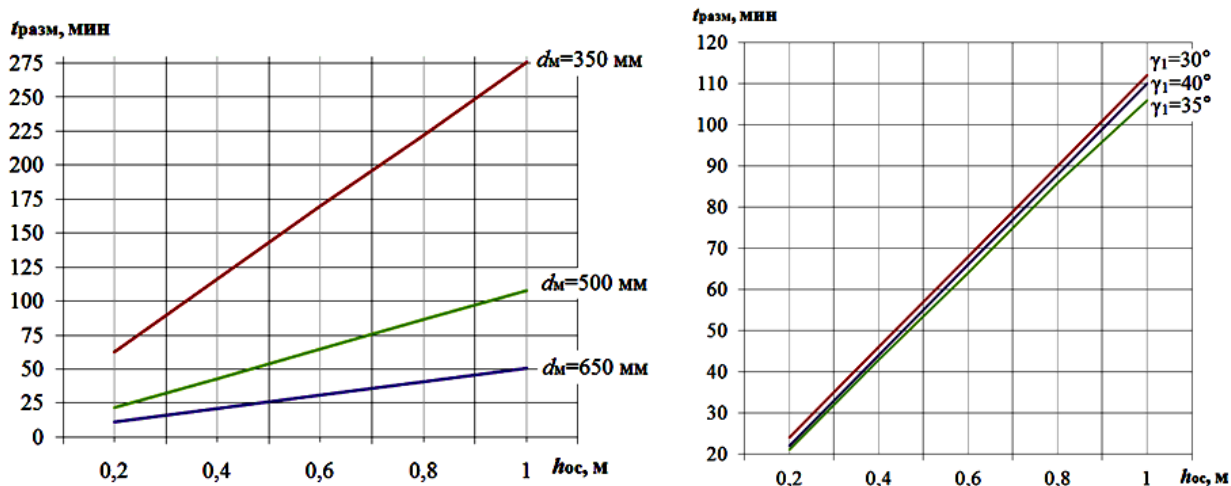


Рисунок 3 – Графики зависимости продолжительности размыва осадка навоза от диаметра и угла подъема винтовой линии лопасти мешалки

Анализ рисунка 3 показал, что с уменьшением диаметра мешалки миксера продолжительность размыва осадка навоза увеличивается. Наименьшая продолжительность размыва осадка наблюдается у мешалок с диаметром 500 мм и 650 мм.

Наименьшая продолжительность размыва осадка навоза наблюдается при значении угла подъема винтовой линии лопасти мешалки равном 35° . При увеличении угла подъема винтовой линии лопасти мешалки до 40° продолжительность размыва осадка увеличивается.

Выводы. Таким образом, рациональными конструктивными параметрами мешалки миксера для достижения минимального времени размыва осадка навоза в цилиндрических навозохранилищах являются: угол подъема винтовой линии лопастей мешалки, находящийся в пределах $35\text{--}40^\circ$, диаметр мешалки должен быть не менее 500 мм.

Таким образом анализ рисунка 3 показал, что обоснование конструктивных параметров мешалки миксера является важной задачей исследования.

Литература

1. Государственная программа «Энергосбережение» на 2016–2020 годы.
2. Государственная программа инновационного развития Республики Беларусь на 2016–2020 годы.
3. Никончик, П. И. Проблемы экологизации земледелия Беларуси / П. И. Никончик // Вести Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. – Минск, 2008. – № 4. – С. 38–43.

6. О.М. Ачкевич, к.т.н., Національний університет біоресурсів та природокористування України

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ЗМІШУВАЧІВ БАРАБАННОГО ТИПУ

Аналіз показників роботи різних типів змішувачів показав, що високий рівень рівномірності змішування компонентів кормових добавок забезпечують змішувачі барабанного типу [1].

Барабанні змішувачі крім комбікормової, застосовуються в харчовій, косметичній, фармацевтичній, хімічній, борошномельній та інших галузях промисловості. Вони призначені для змішування твердих, сипких, порошкоподібних, гранульованих речовин з різною питомою вагою. Барабанні змішувачі застосовуються для створення порошкових сумішей, а також для змішування сипких, абразивних, вибухонебезпечних матеріалів у тих випадках, коли потрібен високий рівень рівномірності суміші.

Барабанні змішувачі мають високу продуктивність за рахунок створення якісної однорідної суміші за короткий час з низькими експлуатаційними витратами [2, 3]. Також до їх переваг слід віднести: збереження властивостей матеріалів, мінімальне споживання енергії, простота установки і експлуатації, швидка і проста чистка барабана, низький рівень шуму при роботі та відсутність мертвих зон.

Окрім змішування барабанні змішувачі також використовують для проведення процесу гранулювання, емульгування, сушки, прожарювання, насичення рідкими компонентами [4, 5].

Принцип роботи барабанних змішувачів полягає ретельному і дбайливому змішуванні вихідного матеріалу за рахунок обертання барабана і дії лопаток, закріплених всередині нього. При цьому за допомогою лопаток продукт піднімається при обертанні барабана на певну висоту

відносно дна барабана, і при досягненні певного кута спадає, при цьому досягається ефект перемішування. Вал, на якому обертається барабан може збігатися з віссю симетрії барабана або з його діагоналлю. Сам барабан може мати різну форму в залежності від призначення і характеру перемішування сипкого продукту.

Лопатки на внутрішній поверхні барабана бувають різні за формою (плоскими, жолобковими, щілинними, гвинтовим та ковшовими) та за розміщенням до площини обертання (радіальними або з відхиленням вперед) [6].

У залежності від форми та розміщення лопаток залежить кількість матеріалу, що виноситься над загальною масою, та ступінь розосередження матеріалу в камері змішування. Це в свою чергу визначає рівномірність перемішування компонентів в суміші.

Загальний процес змішування в барабанному змішувачі складається із декількох елементарних процесів, які відбуваються одночасно. Описати характер переміщення матеріалу в камері при такому поєднанні рухів спільною системою рівнянь не є можливим. Для спрощення задачі доцільно розчленувати цикл обертання на окремі фази, розглянути стан перемішування в критичних точках.

Для вирішення питання опису роботи машин барабанного типу в роботах науковців застосовуються як традиційні так і нові теоретичні та експериментальні методи досліджень. Існує багато спроб чисельного розв'язання задачі визначення параметрів роботи обертової камери. При цьому найчастіше залучається метод дискретних елементів (DEM). Моделювання DEM полягає в заданні всім частинкам конкретного положення і початкової швидкості. У подальшому сили, що впливають на кожну частинку, розраховуються, виходячи з початкових даних і відповідних фізичних законів.

В роботі [7] вивчався, за допомогою методу DEM, вплив зміни швидкості обертання камери, ступеня заповнення камери вологими частинками та їх зчеплення на режими руху матеріалу. Було зазначено, що змішування в часі, яке характеризується індексом Лейсі, може бути описана функцією помилки. Також була розроблена теоретична модель для прогнозування ефективності змішування.

Рух частинок несферичної форми вивчався за допомогою методу DEM в роботі [8]. Запропоновано різні стратегії моделювання несферичних частинок шляхом впровадження багатоточкових контактних моделей з використанням кватерніонів, що дозволяє уникнути виникнення проблеми сингулярності.

У роботі [9] досліджувалася форма несферичних частинок на розподіл швидкостей руху матеріалу у повільно обертовій камері. Результати показують, що перехід від режиму скочування до каскадного залежить не тільки від числа Фруда, рівня заповнення і розміру часточок, але і від форми часток.

Метод DEM використовувався в роботі [10] для дослідження впливу форми частинок та шорсткості торцевих стінок коротких камер. Встановлено що, більша ефективна площа контакту для торцевих стінок по відношенню до бокових, має більший вплив для визначення ступеня змішування, ніж швидкість обертання. Подовжена камера може ослабити ефект тертя на торцеві стінки.

Для дослідження режиму пересипання матеріалу при заповненні еліпсоїдальними частинками обертової камери проводилося в роботі [11] з використанням удосконаленого методу DEM. Також удосконалений варіант методу DEM застосований в роботі [12] для дослідження режимів руху опуклих сферичних, циліндричних, кубічних та тетраедричних частинок в обертовій камері.

Для дослідження розподілу матеріалу в обертовій камері багатокутними частинками в роботі [13] було використано модель вбудованих деформованих твердих сферичних частинок методу DEM. Процес змішування, якість, швидкість та кінетична енергія визначались за допомогою індексу змішування та ентропії. Встановлено значне підвищення індексу змішування матеріалу для частинок квадратної та трикутної форми.

За допомогою моделювання DEM з використанням графічних процесорів визначався вплив розмірів частинок на розподіл швидкостей руху частинок в повільно обертовій камері [14]. Встановлено, що відношення розмірів частинок до розмірів барабана відіграє домінуючу роль у визначенні поля швидкості при постійному значенні числа Фруда.

Метод дискретних елементів розроблений для систем із довільною геометрією та границями із застосуванням графічних процесорів описано в роботі [15]. Продemonстровано, що швидкість з використанням 32 графічних процесорів може бути в 18 разів швидше, ніж один графічний пристрій обробки. Він може обробляти великі зернисті системи з більш ніж 10 мільйонами частинок. Таким чином, розроблена в даній роботі графічні пристрої обробки на базі DEM роблять можливим моделювання реальних промислових процесів.

Модель обчислювальної гідродинаміки в поєднанні з методом DEM була використана для дослідження взаємодії частинок несферичної форми в обертових барабанах в роботі [16].

Дослідження руху матеріалу в обертових камерах також проводилося іншими, альтернативними до методу DEM, чисельними алгоритмами. Для дослідження параметрів роботи барабанних змішувачів використовувався алгоритм молекулярної динаміки [17], метод кінцевих елементів у ейлеровому формулюванні із еластичною моделлю Мора-Кулона [18], метод обчислювальної гідродинаміки побудови ейлерової багатофазної моделі [19].

Проте, як зазначають вчені [20], початкові умови розглядуваної задачі є наперед невизначеними, а граничні умови мають нефізичну природу, що спричинює суттєве обмеження точності чисельних розрахунків, результати яких не задовольняють практичні потреби.

Багато робіт присвячено дослідженням барабанних змішувачів, що отримані експериментальними методами. Так для визначення геометричних та режимних характеристик руху матеріалу в поперечному перерізі барабану застосовувався переважно метод візуального аналізу за допомогою відеозйомки [21], [22], [23]. Але в зв'язку з обмеженою роздільною здатністю вимірювального обладнання виникає складність апаратного контролю поведінки матеріалу.

Отже питання теоретичного та експериментального обґрунтування конструкційних та кінематичних параметрів змішувачів барабанного типу недостатньо науково досліджене та вирішене. Для підвищення рівномірного змішування компонентів доцільно визначити залежність величини кутової швидкості барабану від кінематичних, конструкційних і технологічних параметрів змішувача барабанного типу.

Список використаних джерел

1. Змішувачі та змішування компонентів комбікормів. Електронний ресурс [2019]. Режим доступу: <https://soft-agro.com/uk/kormovirobnictvo/zmishuvachi-ta-zmishuvannya-komponentiv-kombikormiv.html>
2. Шаршунов В.А., Машины и оборудование для производства комбикормов. Справочное пособие / В.А.Шаршунов, А.В.Червяков, С.А.Бортник, Ю.А.Пономаренко — Мн.: Экоперспектива, 2005. — 487 с.
3. Краснов И.Н. Производство комбикормов в условиях личных подсобных и фермерских хозяйств: монография / И.Н. Краснов, В.М. Филин, А.Н. Глобин, Е.А. Ладыгин. — Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2014. — 228 с
4. Dudka, S. Research of granulation and drying process in technology of fertilizer «Superagro N: P 10:40» [Text] / S. Dudka, V. Toshynskiy // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. — 2012. — Vol. 4, Issue 6 (58). — P. 1–10.
5. Tereshkin, O. Modeling of mechanical treatment of napiform onion to determine the rational parameters of its cleaning [Text] / O. Tereshkin, D. Horielkov, D. Dmytrevskiy, V. Chervonyi // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. — 2016. — Vol. 6, Issue 11 (84). — P. 30–39. doi: 10.15587/1729-4061.2016.8647
6. Макаров Ю. И. Основные тенденции совершенствования отечественного, оборудования для смешивания сыпучих материалов. / Ю.И. Макаров, Г.Д. Сальникова // Нефтяное и химическое машиностроение. — 1993. -№10. — С.5-8.
7. Liu, P. Y. DEM study of the transverse mixing of wet particles in rotating drums [Text] / P. Y. Liu, R. Y. Yang, A. B. Yu // Chemical Engineering Science. — 2013. — Vol. 86. — P. 99–107. doi: 10.1016/j.ces.2012.06.015
8. Lu, G. Discrete element models for non-spherical particle systems: From theoretical developments to applications [Text] / G. Lu, J. R. Third, C. R. M ller // Chemical Engineering Science. — 2015. — Vol. 127. — P. 425–465. doi: 10.1016/j.ces.2014.11.050

9. Norouzi, H. R. Insights into the granular flow in rotating drums [Text] / H. R. Norouzi, R. Zarghami, N. Mostoufi // Chemical Engineering Research and Design. – 2015. – Vol. 102. – P. 12–15. doi: 10.1016/j.cherd.2015.06.010
10. Zhang, Z. Numerical study of mixing of binary-sized particles in rotating tumblers on the effects of end-walls and size ratios [Text] / Z. Zhang, N. Gui, L. Ge, Z. Li // Powder Technology. – 2017. – Vol. 314. – P. 164–174. doi: 10.1016/j.powtec.2016.09.072
11. Ma, H. Modelling of the flow of ellipsoidal particles in a horizontal rotating drum based on DEM simulation [Text] / H. Ma, Y. Zhao // Chemical Engineering Science. – 2017. – Vol. 172. – P. 636–651. doi: 10.1016/j.ces.2017.07.017
12. Wachs, A. Grains3D, a flexible DEM approach for particles of arbitrary convex shape – Part I: Numerical model and validations [Text] / A. Wachs, L. Girolami, G. Vinay, G. Ferrer // Powder Technology. – 2012. – Vol. 224. – P. 374–389. doi: 10.1016/j.powtec.2012.03.023
13. Gui, N. Numerical simulation and analysis of mixing of polygonal particles in 2D rotating drums by SIPHPM method [Text] / N. Gui, X. Yang, J. Tu, S. Jiang // Powder Technology. – 2017. – Vol. 318. – P. 248–262. doi: 10.1016/j.powtec.2017.06.007
14. Qi, H. Numerical investigation of granular flow similarity in rotating drums [Text] / H. Qi, J. Xu, G. Zhou, F. Chen, W. Ge, J. Li // Particuology. – 2015. – Vol. 22. – P. 119–127. doi: 10.1016/j.partic.2014.10.012
15. Gan, J. Q. A GPU-based DEM approach for modelling of particulate systems [Text] / J. Q. Gan, Z. Y. Zhou, A. B. Yu // Powder Technology. – 2016. – Vol. 301. – P. 1172–1182. doi: 10.1016/j.powtec.2016.07.072
16. Zhong, W. DEM/CFD-DEM Modelling of Non-spherical Particulate Systems: Theoretical Developments and Applications [Text] / W. Zhong, A. Yu, X. Liu, Z. Tong, H. Zhang // Powder Technology. – 2016. – Vol. 302. – P. 108–152. doi: 10.1016/j.powtec.2016.07.010
17. Li, S. Molecular dynamics simulation and continuum modelling of granular surface flow in rotating drums [Text] / S. Li, Q. Yao, B. Chen, X. Zhang, Y. L. Ding // Chinese Science Bulletin. – 2007. – Vol. 52, Issue 5. – P. 692–700. doi: 10.1007/s11434-007-0069-4
18. Zheng, Q. J. Modelling the granular flow in a rotating drum by the Eulerian finite element method [Text] / Q. J. Zheng, A. B. Yu // Powder Technology. – 2015. – Vol. 286. – P. 361–370. doi: 10.1016/j.powtec.2015.08.025
19. Delele, M. A. Studying the solids and fluid flow behavior in rotary drums based on a multiphase CFD model [Text] / M. A. Delele, F. Weigler, G. Franke, J. Mellmann // Powder Technology. – 2016. – Vol. 292. – P. 260–271. doi: 10.1016/j.powtec.2016.01.026
20. Naumenko, Y. The rotating chamber granular fill shear layer flow simulation [Text] / Y. Naumenko, V. Sivko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 4, Issue 7 (88). – P. 57–64. doi: 10.15587/1729-4061.2017.107242
21. Chou, H.-T. Cross-sectional and axial flow characteristics of dry granular material in rotating drums [Text] / H.-T. Chou, C.-F. Lee // Granular Matter. – 2008. – Vol. 11, Issue 1. – P. 13–32. doi: 10.1007/s10035-008-0118-y
22. Liu, X. Y. Experimental Study on Time Features of Particle Motion in Rotating Drums [Text] / X. Y. Liu, X. Xu, Y. Y. Zhang // Chemical Engineering & Technology. – 2011. – Vol. 34, Issue 6. – P. 997–1002. doi: 10.1002/ceat.201000483
23. Machado, M. V. C. Experimental Study of Charge Motion in a Tumbling Ball Mill [Text] / M. V. C. Machado, V. Straatmann, C. R. Duarte, M. A. de Souza Barrozo // Materials Science Forum. – 2017. – Vol. 899. – P. 119–123. doi: 10.4028/www.scientific.net/msf.899.119

7. М.І. Денисенко, к.т.н., ВП НУБіП України «Немішаєвський агротехнічний коледж», О.С. Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України
НАНОТЕХНОЛОГІЇ У МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА І ТЕХНІЧНОМУ
СЕРВІСІ

Основним завданням, котре ставить перед собою уряд і Кабінет Міністрів України, є підвищення конкурентоздатності агропромислового комплексу держави для забезпечення продовольчої безпеки та покращення інвестиційного клімату. Впровадження інновацій і передових

технологій у процесі виробництва сільськогосподарської продукції являється основною мотивацією досягнення поставлених конкурентних завдань.

В теперішній час відбуваються інноваційні зміни у всіх галузях сільського господарства. Стратегія машино-технологічної модернізації АПК на період до 2025 року передбачає прискорений перехід до нових високопродуктивних та ресурсозберігаючих технологій, використання для цих цілей обладнання і технологій нового покоління, до яких відносяться нанотехнології.

Нанотехнологія – це сукупність методів створення і вдосконалення об'єктів з розмірами менше 100 нм хоча би у одному виміру, котрі мають нові властивості у порівнянні з об'єктами більших розмірів і дозволяють інтегрувати їх у системи більшого масштабу. Наночастинки розміром менше 100 нм знаходяться на межі квантового і класичного мікросвіту у метастабільному стані, коли їх фізико-хімічні властивості від розміру.

Наслідком розмірних ефектів є інноваційні характеристики наноматеріалів: над пластичність, надміцність, низькі знос і тертя. До наноматеріалів відносяться: нанопорошки металів і сплавів, фулерени, фуле рити, нанотрубки, композити на їх основі; тонкі плівки, гетеро структури; наноструктуровані матеріали різного призначення; біологічні наноматеріали і об'єкти.

В агропромисловому комплексі також зростає коло питань, що вирішуються за допомогою нанотехнологій. Про це свідчить, зокрема, зростання наукових робіт, патентів і публікацій по наноплівкам, а також об'ємів замовлень на продукцію сільського господарства з використанням нанотехнологій і наноматеріалів.

Нанотехнології – міждисциплінарні технології, які розроблені для об'єктів розмірами менш як один мікрон і дають змогу проводити дослідження, маніпуляції та обробку речовин у діапазоні розмірів від 0,1 до 100 нанометрів (1 нанометр – одна мільярдна метра). [1]. Доцільність використання наноматеріалів, які виготовляються із застосуванням нанотехнологій, зумовлені тим, що у таких розмірах об'єктів речовина має властивості, які не притаманні її макрокількості. У найближчі 10 – 15 років саме розвиток нанотехнологій та виготовлення нових наноматеріалів стане одним з основних рушіїв стимулювання істотних змін у таких галузях промисловості, як машинобудування, автомобільна промисловість, мікроелектроніка, а також сільське господарство, медицина та екологія.

Основні напрямки використання нанотехнологій і наноматеріалів при технічному сервісі машин приведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Використання нанотехнологій і наноматеріалів при технічному сервісі машин

Технологія	Ознака нанотехнології	Ефект використання
Змащування рухливих з'єднань машин і механізмів	Використання мастильних композицій на основі вискодисперсних антифрикційних нанопорошків	Зниження коефіцієнту тертя у з'єднанні і витрати енергії
«безрозбірний ремонт»	Використання ремонтно-відновлювальних препаратів, що містять наночастки міді	Підвищення зносостійкості деталей циліндро-поршневої групи двигунів у 2 рази, зниження витрат пального і шкідливих викидів
Відновлення та зміцнення деталей при ремонті машин	Нанесення нанопокриттів з металокерамічних порошків	Довговічність деталей зростає в декілька разів
Зміцнення ріжучого інструменту на підприємствах сервісу (різців, сверл)	Використання наночастинок з алмазів	Підвищення довговічності інструменту у 2-3 рази
Відновлення деталей гальванопокриттями	Використання електролітів з використанням металокерамічних наночастинок	Підвищення довговічності інструменту у 2-3 рази
Збирання нафтопродуктів з поверхні на нафтосховищах і заправних комплексах	Використання поруватих наноматеріалів	Покращення екології сервісних підприємств

Впровадження наноматеріалів і нанотехнологій забезпечить конструювання речовин на молекулярному і атомному рівнях з ціллю виробництва кінцевих матеріалів з наперед заданою атомною структурою, яка покращує та змінює їх властивості.

У рослинництві використання нанопрепаратів дає підвищення стійкості до погодних умов і зростання врожайності (у середньому 1,5 – 2 рази) практично всіх продовольчих (картопля, зернові, овочеві, плодово-ягідні) і технічних культур. Нанотехнології використовуються у післязбиральній обробці соняшника, картоплі, зберігання яблук у регулюючих середовищах, озонування повітряного середовища у птахівництві.

Серед розробок для агропромислового комплексу треба відзначити: створені високоврожайні (до 130 ц/га) сорти пшениці. Площі щорічних посівів сортів селекції науковців НАН України становлять 5,5 млн. га, або понад чверть усіх посівних площ озимої пшениці в Україні. Загалом створено майже 150 нових сортів культур, які заміщують імпорт закордонного насіння на суму 2,2 млрд.грн щороку. [2, с.12].

Крім того, запропоновані ефективні стимулятори росту рослин, засоби збереження родючості ґрунтів, комплексну технологію застосування гербіцидів, зносостійке землеробське знаряддя.

Висновки

1. Актуальним і ключовим фактором для забезпечення конкурентоздатності АПК України є інноваційний розвиток підприємств галузі, впровадження високотехнологічних підходів до виробництва.
2. Одним із напрямків робіт по використанню нанотехнологій для підвищення міжремонтного ресурсу сільськогосподарської техніки є розробка нових та перспективних наноматеріалів.

Список використаних джерел

1. Концепція Державної цільової науково-технічної програми «Нанотехнології та наноматеріали» на 2010 – 2014 роки / Розпорядження Кабінету Міністрів України від 2 квітня 2009 р. №331-р
2. Голос України. №28 (7034) Газета Верховної Ради України. 12.02.2019р /Суспільство. А.Наумовець

В.В. Братішко, д.т.н., доцент, с.н.с., Національний університет біоресурсів і природокористування України, В.І. Дешко, к.т.н., с.н.с., М.Н. Савенко, пров. інженер, Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільськогосподарства»

СПОСІБ ПРИГОТУВАННЯ ГРАНУЛЬОВАНИХ КОМБІКОРМІВ З ПІДВИЩЕНИМ ВМІСТОМ СІНА

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень було розроблено спосіб приготування гранульованих комбікормів з вмістом сіна, в якому за рахунок забезпечення раціональних фізико-механічних властивостей кормової сировини досягається підвищення продуктивності та зниження енергоємності приготування кормових гранул.

Запропонований спосіб включає подрібнення компонентів корму, їх змішування і зволоження, гранулювання кормосумішей гранулятором гвинтового типу з наступним охолодженням і досушуванням гранул. При цьому грубі корми у кількості до 50% від загальної маси кормосуміші подрібнюють на часточки довжиною 6-15 мм, кормосуміш зволожують в процесі змішування до 24-32%, вологу кормосуміш витримують перед гранулюванням протягом 30-120 хвилин та гранулюють.

Подрібнення грубих кормів на часточки довжиною 6-15 мм порівняно із сінним борошном (1-2 мм) відповідає фізіологічним особливостям травних систем сільськогосподарських тварин, зокрема, забезпечує ремигання у жуйних, сприяє збереженню вітамінів у кормі за рахунок меншої поверхні контакту подрібненого продукту із навколишнім середовищем, дозволяє отримати якісну кормосуміш та виготовляти гранули діаметром 6 мм і більше без забивання матриці гранулятора.

Зволоження кормосуміші в процесі змішування до 24-32% в залежності від вмісту грубих кормів у кормосуміші дозволяє отримати найменшу сумарну питому енергоємність процесів гранулювання та досушування гранул та забезпечує саморозігрівання кормосуміші до температури 70-120°C в залежності від режиму роботи гранулятора, за якої відбувається знезараження корму, підвищення його поживності.

Витримування зволоженої кормосуміші перед гранулюванням протягом 30-120 хвилин забезпечує суттєве зниження питомої енергоємності гранулювання за рахунок зростання пластичності та зменшення руйнівних навантажень зернових компонентів корму через утворення мікротріщин у зернівках, причому інтенсивне зростання вологості відбувається саме у перші дві години зволоження.

При застосуванні цього способу кришимість отриманих гранул не перевищувала 5% для гранул діаметром 6,0-8,5 мм з вмістом грубих кормів у складі кормосуміші на рівні 25%. Питомі витрати енергії на процес приготування гранульованого комбікорму за наведеним способом порівняно з технологією, що передбачає використання грануляторів вальцево-матричного типу, скорочуються до 30% в залежності від складу кормосуміші.

9. В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, О.О. Сподоба, А.П. Ляшко, Національний університет біоресурсів і природокористування України

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖНОГО МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ

В будівельній, сільськогосподарській, лісогосподарській та інших галузях виробництва знайшли широкого застосування вантажні гідроманіпулятори на транспортних засобах, які підвищують продуктивність при виконанні вантажопідйомних і транспортних операцій, а також полегшують умови роботи робітників. Доставка за їхньою допомогою вантажів в контейнерах та пакетах дозволяє значно скоротити час простою автотранспорту та зменшити його кількість при перевезеннях вантажів. Разом з тим, під час виконання вантажних та транспортних операцій в елементах конструкції та приводних механізмах маніпуляторів виникають значні динамічні навантаження, які приводять до збільшення циклу виконання операцій і зменшують надійність роботи маніпуляторів. Особливо небезпечним є навантаження під час зміни вильоту маніпулятора. Для дослідження динамічних навантажень в елементах маніпулятора розроблена математична модель в процесі його зміни вильоту. Основою для побудови математичної моделі маніпулятора є його динамічна модель. При побудові динамічної моделі прийнято припущення, що основні ланки маніпулятора є тверді тіла, окрім вантажу, який здійснює коливання на гнучкому підвісі. На основі прийнятого припущення маніпулятор представлено як голономну механічну систему з чотирма ступенями вільності. За узагальнені координати прийняті кутові координати повороту стріли, рукояті та відхилення захвату з вантажем від вертикалі, а також лінійну координату висування телескопічної секції рукояті. Для такої динамічної моделі рушійні зусилля в приводних механізмах визначаються з механічних характеристик, які представлені у вигляді квадратичних залежностей між діючими зусиллями та швидкостями переміщень штоків гідроциліндрів.

На базі динамічної моделі складено математичну модель, яка являє собою систему чотирьох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. В результаті чисельного розв'язку цих рівнянь для конкретного маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу визначені кінематичні характеристики ланок та діючі зусилля та потужності в приводних гідроциліндрах, а також пристрою з вантажем, що дало можливість виявити конструктивні та динамічні недосконалості маніпулятора.

10. В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, К.І. Почка, Київський національний університет будівництва і архітектури, Ю.О. Ромасевич, д.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА ДИНАМІКУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНОГО ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ

Процес безвібраційного роликового формування залізобетонних виробів всебічно вивчений і описаний в багатьох джерелах. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні

навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу. Тому актуальною є задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [1-3] визначались навантаження в елементах роликів формувальних установок, однак при цьому не було враховано коефіцієнт дисипації привідного механізму.

Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (рис. 1) складається з трьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони привідного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять три кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$ [4]. Кожний з формувальних візків 1, 2 та 3 змонтовані на порталі 11 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 12 над порожниною форми 13. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 14 та з співвісних секцій уключувальних роликів 15. Таку ж конструкцію мають і інші два візки. Візки 1, 2 і 3 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді трьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 7, 8 та 9 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 10 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Шатуни 4, 5 та 6 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2 та 3, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 7, 8 та 9.

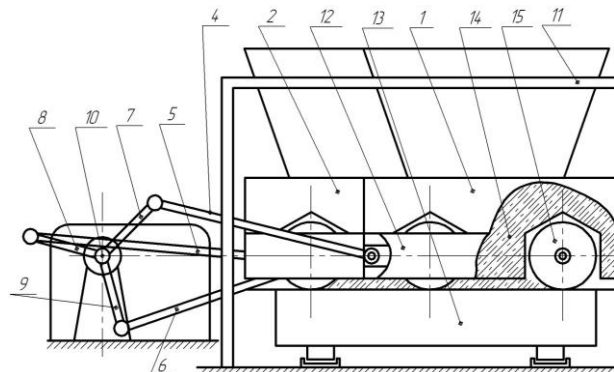


Рис. 1. Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом

Під час роботи роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипів виникають значні динамічні навантаження, які призводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використано двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2) [5]. В цій моделі прийняті такі позначення: M_{i1} – рушійний момент на валу привідного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипів; M_{i2} – момент від сил опору переміщенню формувальних візків з уключувальними роликами, зведений до осі повороту кривошипів; J_{i1} – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції ротора електродвигуна та елементів привідного механізму; J_{i2} – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції формувальних візків та кривошипно-шатунних механізмів; $\tilde{n}$ – коефіцієнт жорсткості привідного механізму зведений до осі повороту кривошипів; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас J_{i1} та J_{i2} відповідно.

В результаті числового експерименту для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму.

В результаті проведених досліджень розраховано функції зміни реакцій напрямних роликів, зусилля в шатунах та моменту сил опору переміщенню формувальних візків. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації. Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом запропоновано рекомендовану величину коефіцієнта дисипації.

Проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом. Встановлено, що мінімальні значення відхилень динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових

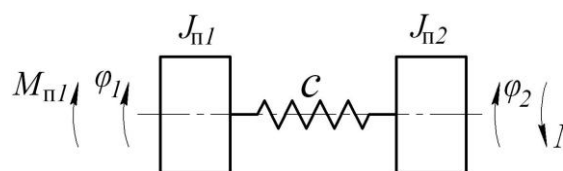


Рис. 2. Динамічна модель роликової формувальної установки

координат, кутових швидкостей та кутових прискорень спостерігаються при значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^0$.

Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список використаних джерел

1. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роликових формувальних установок. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88 – С. 15-20.
 2. Почка К.І. Розробка та аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом: Автореф. дис. канд. наук. / К.І. Почка. – К.: КНУБА. – 2008. – 24 с.
 3. Ловейкін В.С. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». – НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 73-79.
 4. Ловейкін В.С. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формувальної установки. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Науково-технічний журнал «Техніка будівництва». – 2014. – № 32. – С. 25-32.
- Loveikin V.S. Modeling Roller Forming Unit Dynamic Analysis with Energy Balanced Drive Dissipative Properties Taken into Account. / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, Yu.O. Romasevych // Проблеми машинобудування. – 2018. – Т. 21, № 2. – С. 32-44.

11. В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, К.І. Почка, к.т.н., доцент, А.А. Маслюк, пров. інженер, Київський національний університет будівництва і архітектури

ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Основними тенденціями в розвитку сучасного машинобудування є підвищення продуктивності, надійності машин та механізмів, а також підвищення якості виконання технологічних процесів. Значне поширення в машинах-автоматах легкої, харчової та інших галузях виробництва отримали кулачкові механізми. При розрахунку та проектуванні таких механізмів виникають задачі, без розв'язку яких неможливо задовольнити вимоги сучасного виробництва. При підвищенні робочих швидкостей кулачкові механізми працюють в більш жорсткому динамічному режимі, що обмежує подальше зростання їхньої продуктивності. В цих умовах для отримання сприятливих експлуатаційних характеристик при проектуванні кулачкових механізмів необхідно розв'язувати задачі динамічного аналізу та синтезу. На роботу кулачкових механізмів при перетворенні неперервного обертального руху ведучої ланки в усталений нерівномірний рух веденої ланки (робочого органу) значний вплив має закон їхнього руху. Вибір закону руху кулачкового механізму дозволяє зменшити інерційні навантаження, підвищити динамічний коефіцієнт корисної дії та рівномірність руху, зменшити габарити та вагу. Тому вибір динамічно оптимальних законів руху кулачкових механізмів є важливою науковою задачею.

При кінематичному та динамічному синтезі кулачкових механізмів необхідно знати закони (режими) руху ведучої та веденої ланок [1]. В практиці розрахунку та проектування кулачкових механізмів значне поширення отримали типові закони руху: постійної швидкості; постійного прискорення; змінного прискорення за лінійним, трапецеїдальним, косинусоїдальним, синусоїдальним і поліноміальним законами [2]. Кожний з цих режимів забезпечує ті чи інші властивості кулачкового механізму. Для комплексного забезпечення певних властивостей кулачкового механізму необхідно враховувати комплекс властивостей режимів руху ведучої та веденої ланок. Вибір таких режимів руху кулачкових механізмів може бути здійснений тільки при наявності інтегральних динамічних критеріїв [3, 4].

Оскільки режими руху кулачкових механізмів являють собою функціональні залежності переміщення, швидкості, прискорення тощо веденої ланки від часового чи просторового аргументів, що характеризують ведучу ланку протягом усього циклу руху, то критерій повинен мати вигляд інтегрального функціоналу. Крім того, процедура порівняння допустимих режимів руху можлива тільки в тому випадку, коли критерій має вигляд скалярної величини і для кожного режиму приймає конкретне число.

Список використаних джерел

1. Попов Н.М. Расчёт и проектирование кулачковых механизмов. / Н.М. Попов. – М.: Машиностроение, 1965. – 304 с.
2. Тир К.В. Комплексный расчёт кулачковых механизмов. / К.В. Тир. – М.: Машгиз, 1958.
3. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем. / Б.Е. Горский. – К.: Техніка, 1987. – 200 с.
4. Горский Б.Е. Критерии динамического совершенства механических систем. / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Теория машин металлургического и горного оборудования. – Свердловск: УПИ, 1989. – Вып. 13. – С. 98-102.

12. Л.Г. Сапун, А.В. Захаров, к.т.н., доцент, И.О. Захарова, Т.А. Варфоломеева, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭФФЕКТИВНОСТЬ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ДВИГАТЕЛЯХ ПРОИЗВОДСТВА ОАО «УКХ «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»

Необходимость обеспечения низкого расхода топлива, снижения эмиссии вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) и бесшумной работы двигателя предъявляет очень высокие требования к двигателю и системе впрыска топлива. Эти требования могут быть выполнены, главным образом, организацией работы системы впрыска топлива, которая должна мелкодисперсно распылять топливо форсунками при высоком давлении впрыска. При этом количество впрыскиваемого топлива очень точно дозируется, а форма характеристики впрыска – строго выдерживаться, включая предварительный впрыск, основной и т.д.

Результаты совместных исследований с фирмой Robert Bosch GmbH позволили адаптировать топливную аппаратуру этой фирмы для двигателей производства ОАО «УКХ «Минский моторный завод» (ММЗ).

Из нескольких топливоподающих систем различного типа была выбрана система топливоподачи Common Rail. Основной её особенностью является наличие аккумулятора высокого давления топлива – «рэйла». Данная система оказалась наиболее приемлемой для двигателей ММЗ, так как при большой универсальности может применяться без существенных изменений конструкции двигателя [1].

Система Common Rail Bosch подразделяется на три системных блока: 1 – датчики и задающие устройства, 2 – блок управления, 3 – исполнительные механизмы рисунок 1.

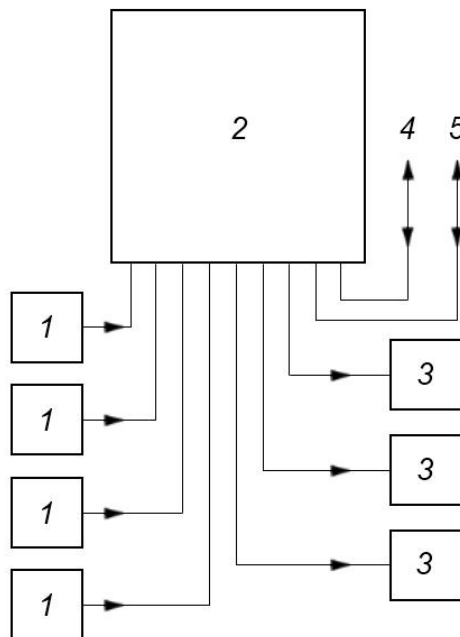


Рисунок 1 – Структурная схема аккумуляторной системы топливоподачи

1. Датчики и задающие устройства регистрируют условия эксплуатации (например, частоту вращения коленчатого вала двигателя) и задаваемые величины (например, положение клапана рециркуляции). Они преобразуют физические величины в электрические сигналы.

2. Электронный блок управления (ЭБУ) обрабатывает сигналы датчиков и задающих устройств по определённым программам, реализующим алгоритмы управления и регулирования. ЭБУ управляет исполнительными механизмами с помощью электрических выходных сигналов. Кроме того, блок управления взаимодействует с другими системами транспортного средства 4, а также участвует в диагностике 5 системы управления.

3. Исполнительные механизмы преобразуют электрические выходные сигналы блока управления в действие механических устройств.

Аккумуляторная система топливоподачи Common Rail позволяет обеспечить более широкие, в отличие от вариантов с механическим регулятором топливного насоса высокого давления, требования по впрыску топлива:

- повышенное давление впрыскивания (1600...1800 Бар и выше);
- изменяемый момент начала впрыскивания;
- регулирования давления впрыскивания (230...1800 Бар) в зависимости от условий эксплуатации.

Аккумуляторная система топливоподачи Common Rail включает в себя:

- контур низкого давления, а также агрегаты подачи топлива;
- контур высокого давления, включая топливный насос высокого давления топливный аккумулятор высокого давления, форсунки и топливопроводы высокого давления;
- систему электронного регулирования работы двигателя, датчики управления и исполнительные механизмы;
- системы подачи воздуха и отводы отработавших газов.

Действие аккумуляторной системы впрыска топлива основано на разделении процесса создания высокого давления и процесса впрыскивания. Непрерывно работающий топливный насос высокого давления с приводом от дизеля создаёт необходимое давление впрыскивания, обеспечивая постоянную величину давления в топливном аккумуляторе независимо от частоты вращения коленчатого вала и расхода топлива. Регулирование давления происходит с помощью клапана. Топливо по топливопроводам высокого давления поступает к форсункам, которые впрыскивают его непосредственно в камеру сгорания цилиндров двигателя. Система электронного регулирования работы двигателя отдельно управляет работой всех узлов.

Установка аккумуляторной системы топливоподачи Common Rail Bosch на двигателях ОАО «УКХ ММЗ» началась преимущественно с автомобильных четырехцилиндровых двигателей [2]. Модернизация системы питания автомобильного дизеля, например Д-245.12С по предварительным расчетам позволит за счет оптимизации угла опережения впрыска и разделения цикловой подачи на четыре впрыска, повысить эффективную мощность двигателя на 8-9%, удельный эффективный расход топлива снизить на 3%. Показателей токсичности по выбросам CO, CH, NOx достичь соответствия правилу Евро-2 таблица 1.

Таблица 1 - Сравнительных показателей серийного и модернизированного двигателя

Мотор	Эффективная мощность N_e , кВт	Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч	Стандарт по токсичности выбросов	NOx	CO	CH	PT
Д-245.12С	80	236	Евро-0	11,8	2,1	0,46	-
Д-245.12СМ	88	229	Евро-2	7	4	1,1	0,15

На рисунке 2 представлена внешняя скоростная характеристика дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи.

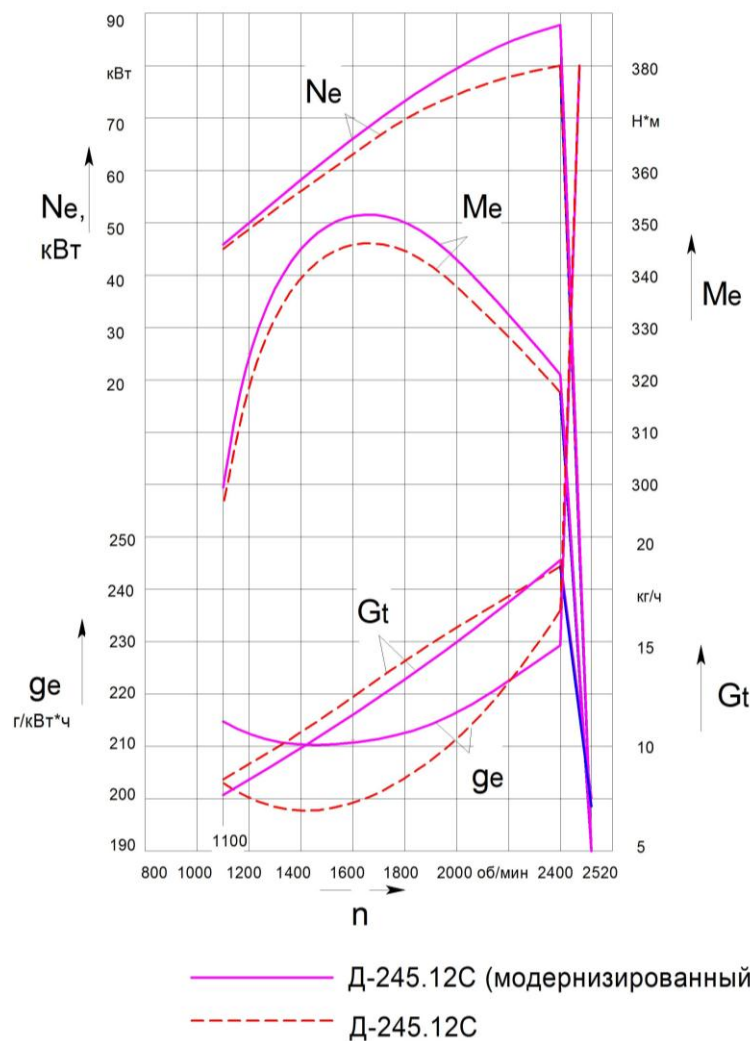


Рисунок 2 - Внешняя скоростная характеристика дизеля
Выводы

Внедрение аккумуляторной системы топливоподачи Common Rail Bosch на современных двигателях ММЗ позволяет увеличить ресурс благодаря более «мягкому» процессу сгорания топлива в цилиндре. Датчики электронной системы управления контролируют давление и температуру масла, температуру охлаждающей жидкости, а также частоту вращения коленчатого вала двигателя. Это позволяет предотвратить выход из строя двигателя при возникновении внештатной ситуации путём прекращения подачи топлива (остановки двигателя). Применение форсунки с быстродействующим электромагнитным клапаном позволяет увеличить скорость срабатывания, точность дозирования и управления процессом впрыска топлива. В результате этих мер повышаются топливно-экономические и мощностные показатели двигателя, уменьшается токсичность отработавших газов.

Литература

1. Дизельные аккумуляторные топливные системы Common Rail. Учебное пособие / Перевод с английского. – М. ЗАО «Легион – Автодата», 2014 – 94.с: пл.
2. Сапун Л.Г., Журавский Е.Ю. Аккумуляторная система Common Rail Bosch дизельных двигателей ОАО «УКХ Минский моторный завод» Л.Г. Сапун, Е.Ю. Журавский // Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: збірник тез. III Всеукраїнська науково-практична конф., Житомир, 29-30 березня 2017 року. – С. 82-84.

13. Н.А. Поздняков, Белорусский национальный технический университет, Т.А. Варфоломеева, А.В.Захаров, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Известно, что техническое совершенствование транспортных средств в настоящее время проводится во многом в направлении снижения энергопотребления и зависимости от

производителей нефтяного топлива. Наиболее радикальным способом достижения указанных целей является применение электропривода. При этом, выявляемые [1] в обоснованиях концепций и опыта эксплуатации преимущества и недостатки электропривода определяют использование в настоящее время как классических источников (поршневого ДВС) так и гибридного привода и электропривода без ДВС.

Расширение использования последних двух (в большей степени последнего) источников предполагает зарядку накопителей (батарей) электросиловой части автомобиля от электросети. В этом случае эффективность использования электромобилей неразрывно связана с эффективностью энергосистемы региона, в котором они используются. Рассмотрение мирового баланса сырьевых источников для производства электроэнергии в сравнении с РФ и РБ представлен в табл. 1 [2]

Таблица 1 – Производство электроэнергии по видам источников энергии, %

Источники	В мире		РФ		РБ	
	2015 г.	Перспектива на 2020 г.	2015 г.	Перспектива на 2020 г.	2015 г.	Перспектива на 2020 г.
Жидкое топливо	4,1	3,2	1,0	0,8	6,5	7,5
Природный газ	19,1	20,0	48,3	50,0	89,9	81,0
Уголь	40,0	39,2	18,7	17,4	3,2	1,2
Ядерное топливо	14,1	14,4	17,0	16,8	-	10,0
Возобновляемые источники	22,7	23,2	15,0	15,0	0,4	0,3
Итог	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Как видно из таблицы 1, доля углеводородных (жидкое топливо, природный газ, уголь) источников в мировом балансе составляет 65% и в ближайшей перспективе кардинально не изменится. Производство электроэнергии из углеводородных топлив осуществляется на ТЭС. Это объясняется отказом многих стран от развития атомной энергетики и высокой стоимостью (как следствие – большими сроками окупаемости) освоения альтернативных источников (солнечной, ветровой энергии и т.д.). Так же на сравнительно высоком уровне (до 70%) находятся углеводородные источники в РФ, а доля в их в РБ составляет почти 100%. Ситуация в РБ изменится лишь в 2020 г. после запуска Островецкой АЭС.

Важное значение в оценке эффективности производства электроэнергии имеет величина КПД электростанции $\eta_{ЭС}$, определяемая как отношение мощности производимой электроэнергии к теплотворной способности топлива Q_n . Особенности рабочих процессов ТЭС определяют величины $\eta_{ЭС} = 30...38\%$ в зависимости от типа используемого топлива и нагрузки, изменяемой в связи суточными и сезонными колебаниями.

Дополнительное снижение эффективности использования электроэнергии для транспорта происходит в системе передачи и распределения электроэнергии, которое, в зависимости от расстояния и используемых способов передачи находятся в пределах: от 5% (например, в Дании) до 13% (в РФ). Таким образом КПД передачи и распределения составит $\eta_{ЛЭП} = 87...95\%$.

Потери в последнем звене – зарядном устройстве значительно колеблются в зависимости от режимов заряда и составляют 15...20%. Следовательно, $\eta_{зар} = 80...85\%$.

Оценка эффективности использования электроэнергии для транспорта влияет, в конечном счете, на себестоимость получаемой энергии.

Рассмотрим характерный транспортный процесс, заключающийся в транспортировке груза массой m_T на расстояние L со средней скоростью V .

Затраты механической энергии (на ведущих колесах транспортного средства), необходимые для осуществления описанного процесса определяются:

$$\Theta_k = \left[k \cdot F \cdot V^2 + m_T \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_r} \right) \cdot (\psi \cdot g \pm j) \right] \cdot L, \quad (1)$$

где $k \cdot F$ – фактор обтекаемости; ψ – коэффициент дорожного сопротивления; η_r – коэффициент грузоподъемности; j – ускорение при разгоне или торможении.

Для определения требуемого запаса энергии на борту автомобиля, необходимой для выполнения заданной работы можно воспользоваться следующими зависимостями:

- для электромобиля

$$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{эл}} = \mathcal{E}_{\text{к}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{эд}}};$$

- для автомобиля с гибридной силовой установкой

$$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{гиб}} = \mathcal{E}_{\text{к}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{двс}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{эд}}};$$

- для автомобиля с двигателем внутреннего сгорания

$$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{двс}} = \mathcal{E}_{\text{к}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{двс}} \cdot \eta_{\text{тр}}},$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателей; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД преобразователей; $\eta_{\text{двс}}$ – КПД двигателя внутреннего сгорания.

Изменением $\eta_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{пр}}$ при изменении режимных параметров движения автомобиля можно пренебречь, но $\eta_{\text{эд}}$ и $\eta_{\text{двс}}$ в значительной степени зависят от режима движения в заданных эксплуатационных условиях.

При расчетах величин $\eta_{\text{эд}}$ и $\eta_{\text{двс}}$ на каждом из режимов работы соответствующих двигателей определялась степень загрузки двигателя, с учетом скоростного режима. Фрагменты результатов расчета представлены на рис. 2.

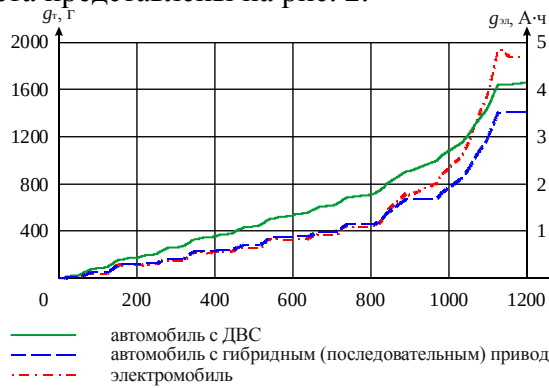


Рис. 1. Результаты расчетов расхода топлива ($g_{\text{т}}$, г) и электроэнергии ($g_{\text{эл}}$, А·ч) при

движении автомобилей по циклу NEDC с различными типами силовых установок

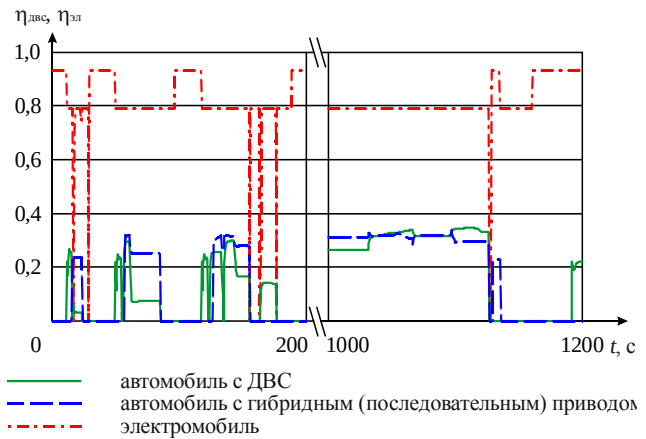


Рис. 2. Результаты определения КПД двигателей

Из рис. 3 видно, что КПД бензинового двигателя в составе гибридного привода чаще принимает значения, близкие к максимальным (0,33...0,35). Это объясняется более высокой нагрузкой двигателя, обусловленной необходимостью зарядки батареи. Широкие колебания КПД электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$ электромобиля объясняются частым переходом электромашины из двигательного режима в режим генератора при рекуперации энергии торможения.

Расчет эмиссии $E_{\text{CO}_2}^{\text{ДВС}}$, г углекислого газа автомобилей с ДВС и гибридным приводом при выполнении заданной транспортной работы можно выполнить по формуле:

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{ДВС}} = g_{\text{т}} \cdot H_{\text{у}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12}, \quad (2)$$

где $g_{\text{т}}$ – масса израсходованного топлива за время выполнения работы, кг; $H_{\text{у}}$ – низшая теплотворная способность топлива (для автомобильного бензина $H_{\text{у}} = 44,21$ МДж/кг); K_1 – доля углерода, участвующего в образовании CO_2 ($K_1 = 0,99$); K_2 – коэффициент выброса углерода (для автомобильного бензина $K_2 = 19,13$ кг С/кДж); $44/12$ – коэффициент пересчета углерода в углекислый газ (молекулярные веса соответственно: углерод – 12 г/моль, $\text{O}_2 = 2 \cdot 16 = 32$ г/моль, $\text{CO}_2 = 44$ г/моль).

Поскольку $\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{ДВС,гиб}} = g_{\text{т}} \cdot H_{\text{у}}$, то

$$E_{CO_2}^{ДВС} = \mathcal{E}_{зап}^{ДВС,гиб} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12} \quad (3)$$

Для определения эмиссии углекислого газа при сгорании топлива, расходуемого на производство и передачу электроэнергии до батареи электромобиля при выполнении заданной транспортной работы, использовалась формула

$$E_{CO_2}^{эл} = \frac{g_{эл} \cdot U_{бат}}{\eta_{эл} \cdot \eta_{ЛЭП} \cdot \eta_{зар}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12},$$

где $U_{бат}$ – напряжение батареи, В; коэффициенты $K_1 = 0,995$; $K_2 = 15,04$ кг С/кДж для природного газа.

Результаты расчета представлены в табл. 2. Как видно из таблицы, для рассматриваемого ездового цикла эмиссия углекислого газа электромобиля значительно ниже, чем при использовании энергетических установок на основе ДВС или гибридного привода. Это объясняется, прежде всего сравнительно высоким КПД электродвигателя и энергоустановок для производства электроэнергии. Кроме того, широкие изменения режимных параметров движения автомобиля в значительной степени снижают средний за время испытаний эффективный КПД поршневого ДВС.

Таблица 2 – Результаты расчетов эмиссии углекислого газа автомобиля полной массой 3,5 т с различными типами энергетических установок

Варианты энергетических установок автомобиля		Эмиссия CO ₂ в ездовых циклах, г		
		NEDC	10-15	FTP-75
с бензиновым ДВС		5101,4	1809,9	8220,1
с гибридным приводом		4334,3	1576,1	7663,6
электромобиль при $\eta_{ЭС} \cdot \eta_{ЛЭП} \cdot \eta_{зар}$	max	1334,7	356,4	2054,2
	min	908,2	242,5	1397,8

Вывод

Преимущества в экологических свойствах электромобиля составляет 3,8...4,2 раза. Поскольку можно считать, что образование углекислого газа при сгорании топлива имеет зависимость, близкую к линейной от расхода топлива, то и энергетическая эффективность электромобиля имеет значительные преимущества.

Литература

1. «Электромобиль - преимущества, недостатки, перспективы» [Электронный ресурс]. — 2018. — Режим доступа: http://innoeco.ru/postsView/Elektromobil-preimucshestva-nedostatki-perspektivy_35.html — Дата доступа: 10.10.2018.
2. Управление торможением многозвенного автопоезда с рекуперацией тормозной энергии /М.С. Высоцкий, С.В. Харитончик, Н.А. Поздняков //Механика машин, механизмов и материалов. 2011. № 4 (17), стр. 13–18.

14. А.В. Захаров, к.т.н., доцент, Л.Г. Сапун, И.О. Захарова Т.А. Варфоломеева, Белорусский государственный аграрный технический университет

ОСОБЕННОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАССЫ АГРЕГАТА ПО ОСЯМ ТРАКТОРА С ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ КИНЕМАТИКОЙ ПЕРЕДНЕГО НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА

Из анализа данных по испытаниям тракторов с агрегатами комбинированными почвообрабатывающе- посевными очень важным моментом является равномерное распределение массы агрегата по осям трактора [1]. В процессе работы это усложняется тем, что бункер, навешенный на переднюю навеску трактора опорожняется от семян во время работы и имеет разную массу. Поэтому выполним расчет опорных реакций на оси трактора с комбинированным посевным агрегатом, при изменяющейся кинематики переднего навесного устройства.

Исходные данные для агрегата «БЕЛАРУС 3022»+ АПП–6АБ (рисунок 1) [2]. Эксплуатационная масса трактора (G , кг) – 12290.

Масса бункера ($G_{бну}$, кг):

- 1 вариант – 320;
- 2 вариант – 1092;
- 3 вариант – 1640.

Масса задненавесной машины ($G_{зну}$, кг) – 6085

Расстояние между осями трактора (L , мм) – 2960.

Дополнительное перемещение переднего навесного устройства относительно передней оси трактора (y_0 , мм) – 0...600 тогда расстояние от передней оси трактора до центра тяжести бункера – 2550 3150мм.

Расстояние от задней оси трактора до центра тяжести задней навешенной машины ($a_{зну}$ мм) – 2110.

Расстояние от центра тяжести трактора до задней оси трактора (a , мм) – 1168.

При навешенном агрегате АПП-6АБ на трактор «Беларус 3022» в статике уравнение моментов относительно точки приложения реакции Y_i :

$$G_{i f o} \cdot (Y_0 + L) - Y_i \cdot L + G \cdot a - G_{q o} \cdot a_{q o} = 0 \quad (1)$$

Уравнение проекции всех сил на вертикальную ось:

$$Y_i + Y_E = G + G_{i f o} + G_{q o} \quad (2)$$

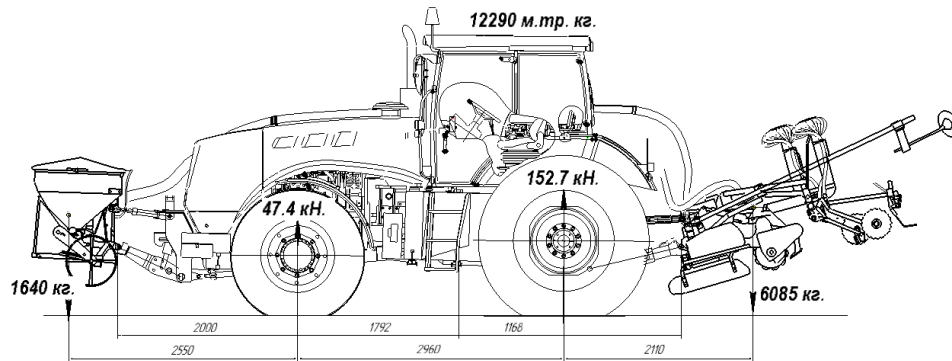


Рисунок 1 – Схема для определения опорных реакций по осям трактора «БЕЛАРУС 3022» с почвообрабатывающе- посевным агрегатом АПП-6АБ

Выразим Y_i и Y_E

$$Y_i = \frac{G_{i f o} \cdot (Y_0 + L) + G \cdot a - G_{q o} \cdot a_{q o}}{L}; \quad (3)$$

$$Y_E = \frac{(G + G_{i f o} + G_{q o}) \cdot L + G_{q o} \cdot a_{q o} - G_{i f o} (Y_0 + L)}{L + a} \quad (4)$$

Результаты расчетов опорных реакций по осям трактора при трех вариантах массы бункера ($G_{пну}$) посевного агрегата АПП-6АБ приведены на графиках (рисунок 2 и 3).

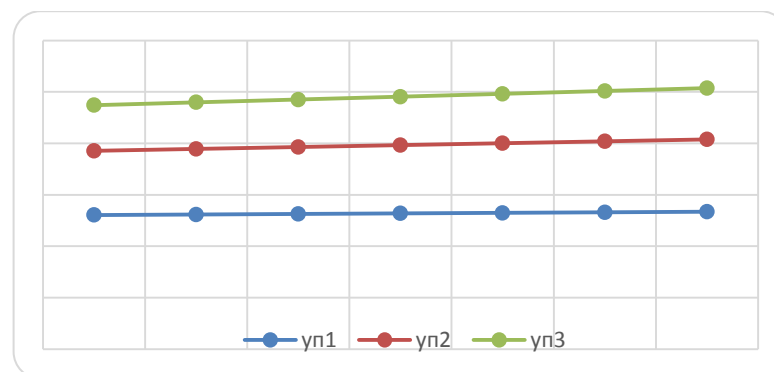


Рисунок 2 – Опорные реакции на переднюю ось трактора

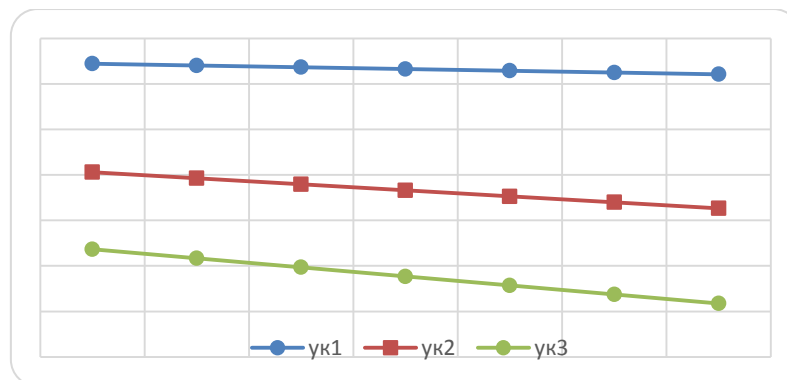


Рисунок 3 – Опорные реакции на заднюю ось трактора

Выводы

В результате дополнительного перемещения переднего навесного устройства относительно передней оси трактора (0...600 мм) достигается дополнительная догрузка передней оси от 0,65 до 3,32 кН в зависимости от загрузки бункера.

На основании проведенных предварительных расчётов (тяговой характеристики и технико-экономических показателей) установлено, что дополнительная догрузка передней оси трактора «Беларус 3022» позволит повысить тяговую мощность трактора на 8,5% и снизить потери скорости на буксование при работе в агрегате на 12%, гектарный расход топлива на 8,5%, а производительность увеличить на 5,7%.

Литература

1. Волошин Ю.Л. «Активные системы поддрессоривания тракторов и требования к их оптимизации»: Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2016, № 2, стр.30-34.
2. Руководство по эксплуатации. Трактор «Беларус 3022» и его модификации. / отв. ред. И.Н. Усс, / ПО «Минский тракторный завод», 2008.-394с.

15. А.В. Захаров, к.т.н., доцент, Л.Г. Сапун, А.В. Ващула, И.О. Захарова, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АГРЕГАТА С РАЗНЕСЕННЫМИ НА ПЕРЕДНЮЮ И ЗАДНЮЮ НАВЕСКУ ТРАКТОРА КОМБИНИРОВАННЫМИ С/Х МАШИНАМИ

Использование передней навески трактора при агрегатировании с/х машинами широко стало применяться с 50-х годов, хотя начало свое получило еще в 30-ые годы, используя в упрощенном виде в поливном хлопководстве. Основной идеей этого способа агрегатирования являлась образование компактного, высокоманевренного МТА, состоящего из предельно упрощенной рабочей машины и трактора оборудованного дополнительными механизмами. В настоящее время современный энергонасыщенный трактор с разнесенной на переднюю и заднюю навеску комбинированной почвообрабатывающе- посевной машиной представляет собой сложный и высокопроизводительный комплекс.

При анализе работы комбинированных почвообрабатывающе- посевных машин с колесными тракторами ведущих мировых производителей выявлено отсутствие переналадки переднего навесного устройства для присоединения крупногабаритного бункера для семян или прикатывающего катка или ротационного рыхлителя, что достаточно сильно влияет на распределение массы по осям трактора, а следовательно и на эффективность его работы [1, 2].

На примере трактора «Беларус 3022» и агрегатируемого с ним комбинированного посевного комплекса АПП–6АБ предложена конструкция модернизированного переднего навесного устройства (ПНУ) (рисунок 1). ПНУ предназначено для работы трактора в составе комбинированных агрегатов и служит для присоединения к трактору навесных сельскохозяйственных машин, расположенных впереди трактора, а также для установки дополнительного балласта.

Перемещения переднего навесного устройства относительно передней оси трактора кривошипным механизмом (y_0 , мм) – 0...600.

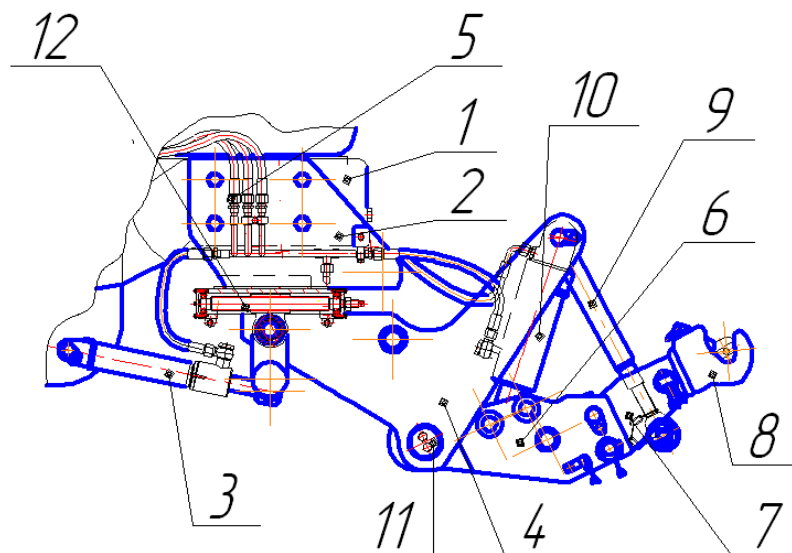


Рисунок 1 - Конструкция модернизированного ПНУ трактора «Беларус 3022»

1 – полурама; 2 – несущий кронштейн; 3 – гидроцилиндры; 4 – складывающийся кронштейн; 5 – маслопроводы; 6 – держатели нижних тяг; 7 – нижние тяги; 8 – автоматические захваты; 9 – верхняя тяга; 10 – гидроцилиндры двойного действия; 11 – вал; 12 – кривошипный механизм.

Трактор с ПНУ комплектуется передним независимым валом отбора мощности, установленным на переднюю плоскость полурамы 1.

Присоединение сельхозмашин к ПНУ аналогично присоединению к заднему навесному устройству.

ПНУ монтируется на передней плоскости полурамы и крепится дополнительными кронштейнами к боковой поверхности полурамы. В нижней части складывающегося кронштейна ПНУ имеются две проушины через которые проходит поперечный вал кривошипного механизма 12. Два гидроцилиндра по одному с каждой стороны через кривошип перемещают по направляющему винту поперечный вал и установленные на него детали ПНУ.

Маслопроводы 5 соединяют две секции распределителя с гидроцилиндрами 3 и 10 навесного устройства.

Гидроцилиндры двойного действия, с одной стороны крепятся к кронштейну 4, а штоком соединены с рамой нижних тяг 7, установленной на валу 11 в нижней части кронштейна.

Верхняя тяга 9 крепится двумя пальцами к верхней части кронштейна 4 ПНУ.

Шарниры захватов нижних тяг навесного устройства следует установить на нижнюю ось сельскохозяйственной машины, медленно подъезжать к машине с максимально опущенными захватами нижних тяг пока зев захватов не расположится под шарнирами на оси машины. Для проведения стыковки следует осуществлять подъем передних концов тяг до тех пор, пока шарниры не будут зафиксированы в захватах нижних тяг.

В процессе работы, механизатор, управляя гидроцилиндрами 3, перемещает в продольной плоскости переднее навесное устройство, например с семенным бункером вперед от передней оси трактора по мере его опорожнения. Если семенной бункер загружен полностью тогда назад в исходное положение.

Вывод

Предложенная конструкция переднего навесного устройства с изменяющейся кинематикой имеет возможность продольного перемещения вместе с навешенной машиной относительно передней оси трактора «Беларус 3022». В результате возникающей дополнительной догрузки передней оси трактора масса агрегата более равномерно распределяется по его осям, снижается буксование и повышаются эксплуатационные показатели агрегата.

Литература

1. Руководство по эксплуатации. Трактор «Беларус 3022» и его модификации. / отв. ред. И.Н. Усс, / ПО «Минский тракторный завод», 2008.-394с.
2. Межгосударственный стандарт. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6 – 8. Типы основные параметры и размеры. ГОСТ 10677-2001. Введ. 01.03.03. Москва: Госстандарт РФ: Издательство стандартов, 2003. – 7с.

16. А.И. Бобровник, д.т.н., профессор, Н.А. Поздняков, Белорусский национальный технический университет, Т.А. Варфоломеева, А.В.Захаров, к.т.н., доцент, В.М. Головач, М.А. Шпак, Белорусский государственный аграрный технический университет

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ ТРАКТОРА СО СДВОЕННЫМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ

Использование сдвоенных колес при работе машинно-тракторных энергонасыщенных агрегатов позволяют снизить негативное воздействие ходовых систем на почву за счет снижения удельного давления, а так же повысить тягово-сцепные свойства трактора и тем самым, улучшить эффективность его работы [1].

Способы движения МТА при выполнении технологических процессов полевых работ предполагают криволинейные участки движения с выглублением (отключением) рабочих органов при поворотах или разворотах. При этом удельный вес криволинейного движения по времени, в зависимости от конфигурации поля и выбранного способа движения может достигать 5...10% [2].

Конструкция механизма сдваивания предусматривает жесткое соединение сдвоенных колес с полуосью с возможностью отключения при помощи муфты блокировки (МБ) наружного колеса 2 (рис. 1) от внутреннего 1, при котором наружное колесо отключается от режима ведущего и выполняет функции опорного. Такое отключение необходимо для устранения потерь мощности из-за значительной разницы в линейных скоростях сдвоенных колес при криволинейном движении. С другой стороны, отключение наружного колеса от ведущего режима снижает тягово-сцепные свойства трактора.



Рис.1. Устройство сдваивания ведущих колес с механизмом блокировки

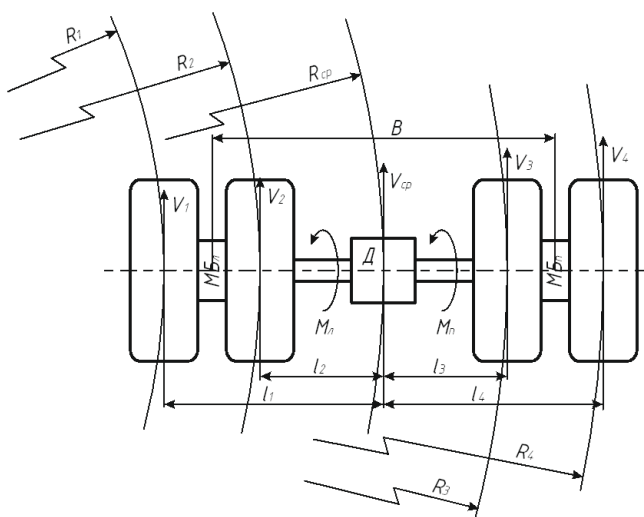


Рис. 2. Схема мощностей, подводимых к ведущим колесам трактора при повороте

Предлагаемое к использованию устройство [3] позволяет по команде оператора или автоматической системы управления выполнять блокировку или разблокировку наружного колеса с полуосью при помощи МБ. Задачей данной работы является установление зависимостей потерь мощности в заблокированном механизме сдваивания ведущих колес трактора при его движении на технологических поворотах (разворотах).

Режим движения трактора при повороте будем характеризовать параметрами (рис. 2):

- средней поступательной скоростью V_{cp} , определяемой вектором, приложенным к продольной оси трактора;
- средним радиусом поворота R_{cp} , измеренном между центром поворота и продольной осью трактора.

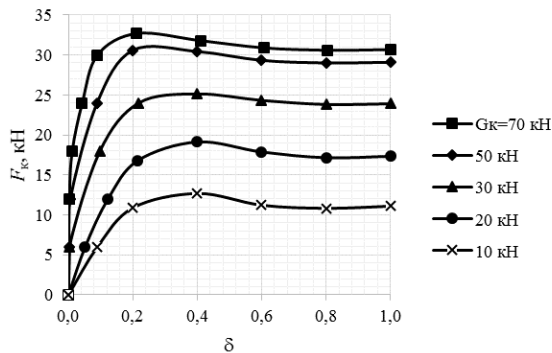


Рис. 3. Тяговая характеристика шины 620/70R42

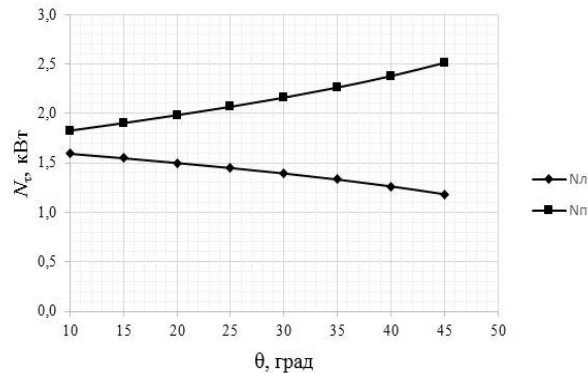


Рис. 4. Графики зависимости потерь мощности в сдвоенных ведущих колесах от угла поворота управляемых колес

Частота вращения каждой из полуосей ведущего моста будет определяться равнодействующей момента сопротивления вращению полуоси. При равной угловой скорости вращения сдвоенных колес увеличенная скорость внешнего по отношению к центру поворота колеса равносильна увеличению его кинематического радиуса r_k , таким образом, $r_{k1} < r_{k2}$ и $r_{k3} < r_{k4}$.

Как известно [4], величина буксования каждого из колес δ зависит от нормальной нагрузки G_k и реализуемой колесом касательной силы F_k . При допущении равных нагрузок на каждое из колес и принятом выше допущении о равных условиях сцепления колес, при использовании симметричного дифференциала буксования δ всех колес будут равны.

Увеличенный кинематический радиус внешнего колеса вызывает его дополнительную тангенциальную деформацию и может быть оценен [4] величиной $\Delta r_k = (1 - \delta) \cdot F_k / \lambda_\tau$, где F_k – касательная сила тяги, реализуемая колесом; λ_τ – тангенциальная жесткость шины, Н/м.

Величина касательной силы тяги при известных буксовании δ и нормальной нагрузке G_k может быть определена по результатам испытания шины (рис. 3).

Тогда потери мощности на тангенциальную деформацию наружного колеса может быть определена как

$$N_\tau = \Delta V \cdot F_k = \omega \cdot \Delta r_k \cdot F_k = (1 - \delta) \cdot \frac{\omega \cdot F_k^2}{\lambda_\tau}, \quad (1)$$

где ΔV – кинематическая скорость тангенциальной деформации шины; ω – угловая скорость вращения полуоси.

При заданных режимах поворота V_{cp} и R_{cp} при заблокированных МБ угловые скорости вращения полуосей можно определить по зависимостям:

- левой (на рис. 2)

$$\omega_l = \frac{V_{cp} \cdot \left(1 - \frac{tg\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_1 + l_2}{2} \right) \right)}{r_k \cdot (1 - \delta)}; \quad (2)$$

- правой (на рис. 2)

$$\omega_n = \frac{V_{cp} \cdot \left(1 + \frac{tg\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_3 + l_4}{2} \right) \right)}{r_k \cdot (1 - \delta)}, \quad (3)$$

где θ – угол поворота управляемых колес; L – колесная база трактора; $l_1 \dots l_4$ – координаты установки ведущих колес относительно продольной оси трактора.

Подставляя выражения (2) или (3) в (1) получаем выражения для оценки потерь мощности на тангенциальную деформацию наружных шин при заблокированном механизме сдвигания:

$$N_{\text{тл}} = \frac{F_k^2}{\lambda_{\text{т}}} \cdot \frac{V_{\text{ср}} \cdot \left(1 - \frac{\text{tg}\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right)\right)}{r_k}; \quad N_{\text{тп}} = \frac{F_k^2}{\lambda_{\text{т}}} \cdot \frac{V_{\text{ср}} \cdot \left(1 + \frac{\text{tg}\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_3 + l_4}{2}\right)\right)}{r_k},$$

и приходим к выводу, что исследуемые потери мощности зависят от величины реализуемой касательной силы тяги и тангенциальной жесткости колеса и не зависят от величины буксования.

Разблокировка дифференциала в используемых системах управления происходит при угле поворота рулевого колеса на угол $\theta > 10^\circ$. Расчет значений потерь мощности при различных углах поворота θ представлен на рис. 4. Расчет выполнялся для трактора БЕЛАРУС 3022 при движении с полуприцепной машиной, рабочие органы которой выглублены для технологического поворота (разворота) при скорости $V_{\text{ср}} = 2,5$ м/с (9 км/ч).

Как видно из рис. 4. потери мощности на внутренней (левой) полуоси снижаются при увеличении угла поворота. Это объясняется снижением угловой скорости вращения полуоси. Как следствие увеличения относительной угловой скорости наружной (правой) полуоси приводит к увеличению потерь мощности с увеличением угла поворота. Однако суммарная мощность потерь левой и правой полуосью увеличиваются. С целью снижения этих потерь необходимо использовать систему управления муфтой блокировки механизма сдвигания колес.

Литература

1. Бобровник, А. И. Улучшение эксплуатационных качеств ходовых систем тракторов «Беларус» / А.И. Бобровник, Т.А. Варфоломеева, М.А. Струк // Мелиорация. – 2015. - №2. - С. 173-186.
2. Операционные технологии: учеб.-метод. пособие / Т.А. Непарко, В.Д. Лабодаев, А.В. Новиков. – Минск: БГАТУ, 2010. – 64 с.
3. Устройство для улучшения опорно-сцепной проходимости движителя/ пат. ВУ 17002 С1 2013.04.30 Респ. Беларусь, МПК В 60С 3/00/ М.А. Прищепов; С.К. Карпович; А.И. Бобровник; В.П. Бойков; В.Г. Ермаленок; В.С. Лешков; Т.А. Варфоломеева; заявитель Бел. гос. аграрн.-техн. ун-т. – № а 20101359; заявл.22.09.10; опубл. 30.04.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3. – С. 156-157.
4. Тракторы; Теория; Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» /В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В. В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.: ил.
- Забродский В. М. и др. Ходовые системы тракторов /В.М.Забродский, А. М. Файнлейб, Л. Н. Кутин, О.Л.Уткин-Любовцев. — М.: Агропромиздат, 1986. — 272 с.

17. А.И. Бобровник, д.т.н., профессор, Н.А. Поздняков, Белорусский национальный технический университет, Т.А. Варфоломеева, А.В.Захаров, к.т.н., доцент, В.М. Головач, А.С. Будчанин, М.А. Шпак, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ АГРОЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»

В соответствии с Государственной программой развития аграрного бизнеса в республике Беларусь на 2016 - 2020 годы предусматривается совершенствование структуры посевных площадей в соответствии с зональными системами земледелия и повышение к концу 2020 года урожайности зерновых культур на 9% к уровню 2015 года, картофеля - на 25%, овощей - на 9%, плодов и ягод - в 2,5 раза, рапса - на 31%, сахарной свеклы - на 51% к уровню 2015 года. Производства зерна в объеме не менее 10 млн. тонн; посевной площади зернобобовых растений до 350 тыс. гектаров, площади посевов многолетних трав (преимущественно бобовых) на пашне - до 1 млн. гектаров, что позволит увеличить объемы накопления биологического азота в почве до 100 тыс. тонн, обеспечить до 70% потребности отрасли животноводства в растительном белке и минимизировать закупку белкового сырья по импорту; урожайности зерновых не менее 41 центнера с гектара. Для этого прогнозируется обеспечить хозяйства энергонасыщенными тракторами мощностью двигателя 250- и более л.с. не более 72,5%, кормоуборочными комбайнами с мощностью двигателя 350 и более л.с. – не более 53 %, широкозахватными почвообрабатывающими и почвообрабатывающими агрегатами соответственно не более 67,3 и 65,4%.

Практически все тракторостроительные фирмы (ОАО «МТЗ», ЗАО «ПТЗ», Claas, Case IH, Fendt, John Deere, New Holland) в последние годы уделяли большое внимание совершенствованию своей продукции.

Минский тракторный завод один из крупнейших производителей сельхозтехники, спецтехники и другого вспомогательного оборудования не только на территории стран постсоветского пространства, но и в мире. Завод выпускает трактора, которые отвечают высочайшим мировым стандартам. Особого внимания среди них заслуживают «энергонасыщенные тракторы» БЕЛАРУС 3022 и БЕЛАРУС 3522 (табл. 1.)

Конструкция, габариты и возможность комбинирования с большим числом машин, как активной, так и пассивной направленности рабочих органов, делает трактор экономичным и оптимальным выбором для использования в энергоёмких работах сельского хозяйства.

Таблица 1 Основные показатели энергонасыщенных тракторов БЕЛАРУС класса 5

Предмет сравнения	БЕЛАРУС 3022	БЕЛАРУС 3522
Масса конструкционная, кг	10485	11500
Масса эксплуатационная, кг	11500	12300
Масса полная (max), кг	18000	14000
Длина базы, мм	3010	3000
Габаритная длина, мм	6100	
Габаритная ширина, мм	2630	2820
Габаритная высота, мм	3160	3350
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	222,8(303)	261(355)
Запас крутящего момента, %	30%	
Мост	Цельная балка	
Навесная гидросистема	имеется	
Давление в гидросистеме (max), МПа	20	
Производительность насоса гидросистемы, МПа	100	120
Колесная формула	4x4	
КПП	Гидромеханическая, ступенчатая, с шестернями постоянного зацепления	
Емкость топливного бака, л	500	650
Наружный радиус поворота, м	5	6
Тяговый класс	5-й	
Колея по передним колесам, мм	1830-1950	2000-2150
Колея по задним колесам (спаренные), мм	1780-2120 (2404-2744)	2000-2550
Скорость движения вперед, км/ч	0,37-39,5	2,4-40
Скорость движения назад, км/ч	0,43-19,39	2,7-20,8
Грузоподъемность на оси подвеса ПНУ, кг	5000	
Грузоподъемность на оси подвеса ЗНУ, кг	10000	

Существует ГОСТ 26955-86, который ограничивает давление движителей машин на почву, но у современных тракторов значение максимального давления на почву значительно больше допустимого. По стандартам развитых стран давление колес на почву не должно превышать 60 кПа.

Чтобы снизить отрицательное воздействие ходовых систем трактора БЕЛАРУС 3022, БЕЛАРУС 3522 уменьшают их давление на почву, используя широкозахватные рабочие орудия (это позволит уменьшить число проходов машин по полю и площадь следов колес), комбинированные сельскохозяйственные агрегаты, устанавливают шины низкого давления 0.08-0,12МПа), сдваивают или страивают колеса.

Взаимодействие ведущего колеса с грунтовой поверхностью представляет сложный процесс, обусловливаемый разнообразным структурным составом грунтовой поверхности, физическими

свойствами (влажность, плотность и т. д.) и сопротивлением грунтов смятию и сдвигу, а также параметрами колеса и приложенными силами и моментами. При взаимодействии ведущих колес с естественной поверхностью грунтов возникают процессы смятия и сдвига, в результате чего появляются движущаяся сила и момент сопротивления движению за счет смятия грунта опорной поверхностью колеса и образования колеи.

Практически не регулируются в процессе работы сцепные свойства ведущих колес трактора, продолжает оставаться низким их КПД. Например, на стерне при допустимом буксовании ведущих колес $\delta_{доп} = 0,16$, реализуемый коэффициент сцепления $\varphi_p = 0,6$ и $\psi = 0,1$ КПД ведущих колес.

$$\eta_k = (1 - \delta_{доп}) \left(1 - \frac{\psi}{\varphi_p}\right) \approx 0,7 \quad (1)$$

На поле, подготовленном под посев, при этом же буксовании

$$\eta_k = (1 - 0,16) \left(1 - \frac{0,15}{0,5}\right) \approx 0,6 \quad (2)$$

Средствами улучшения сцепных свойств ведущих колес являются: понижение давления в шинах в небольших пределах задних и передних колес, применение полугусеничного хода, сдваивание колес. Для энергонасыщенных тракторов широко применяются сдваивание колес.

Эксплуатация колесных энергонасыщенных тракторов со сдвоенными колесами при непрямолинейном движении на полевых работах, особенно при ранневесеннем посеве вызывает срезание верхних слоев почвы и значительное колеобразование.

Глубину колеи, образовавшейся при взаимодействии движителя с опорной поверхностью определяют по зависимости [1]

$$h = \sqrt[3]{\frac{G_i^2}{k^2 b^2 D}} \quad (3)$$

где: G - вертикальная нагрузка;

k - коэффициент деформации грунта;

D - диаметр колеса.

Для уменьшения колеобразования и среза верхних слоев почвы при неравномерном движении разработана конструкция нового опорно-сцепного устройства для сдваивания задних колес трактора «БЕЛАРУС» рисунок 1, позволяющая улучшить агроэкологические свойства агрегата, при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ, особенно при криволинейном движении и движении на поворотах, а так же разработанное устройство позволяет значительно снизить динамические нагрузки на конечные передачи и полуоси заднего моста трактора, а, следовательно, и трансмиссии в целом, обеспечить повышение ресурса узлов трактора, увеличить ходимость шин, повысить транспортную скорость, уменьшить расход топлива, улучшить управляемость и поворачиваемость агрегата [2].



Рис.1 .Стенд трансмиссия и система сдваивания колес

Для перевода наружных колес на необходимый режим используется имеющаяся на тракторе пневмосистема. Возможен вариант механического включения муфт. При отключении системы привода наружных колес крутящий момент будет реализовываться только внутренними колесами.

В результате выполненных исследований определены параметры движения колесного трактора «БЕЛАРУС» класса 5 выявлены недостатки опорно-сцепных устройств со сдвоенными колесами, предложено новое устройство которое позволит улучшить агроэкологические

показатели агрегата, снизить нагрузку трансмиссии трактора, повысить транспортные скорости, уменьшить расход топлива, увеличить ходимость шин при криволинейном движении агрегатов.

Литература

- 1 Тягово-сцепные свойства колесного трактора со сдвоенными шинами Бобровник А.И., Варфоломеева Т.А.//Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей: доклады междунар. науч.-практ.конф., Санкт-Петербург, в 1ч/ Санкт-Петербургский государственный аграрный университет / Кафедра тракторы и автомобили, Санкт-Петербург, 2011 – С 50-56.
- 2 Бобровник, А. И. Улучшение эксплуатационных качеств ходовых систем тракторов «Беларус» / А.И. Бобровник, Т.А. Варфоломеева, М.А. Струк // Мелиорация. – 2015. - №2. - С. 173-186.

18. А.И. Бобровник, д.т.н., профессор, Белорусский национальный технический университет, Т.А.Варфоломеева, Белорусский государственный технический университет, С.В. Маршалко, ОАО «БЕЛАЗ», И.И.Степуть, Белорусский национальный технический университет

ИННОВАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ЗАМЕРА ДЕФОРМАЦИИ ШИНЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В мобильных машинах, выпускаемыми ведущими предприятиями Республики (ОАО «БЕЛАЗ», ОАО «МТЗ», ОАО «МАЗ», ОАО «Гомсельмаш») широко применяются пневматические шины вследствие высоких эксплуатационных качеств и свойств за счёт амортизирующей способности, т.е. поглощения ударов, толчков, вибраций, передаваемых со стороны дороги и рабочих органов на остов машины.

Важнейшими факторами использования мобильных машин, особенно карьерных самосвалов является правильный выбор шин, так как затраты на шины за весь амортизационный период карьерных самосвалов БЕЛАЗ составляют до 70% стоимости автомобиля [1] 26:% самосвалов выходят из строя из-за поломки шин.

Для повышения эксплуатационных качеств карьерных самосвалов ОАО «БЕЛАЗ» устанавливаются системы контроля давления в шинах разных производителей: телеметрическая (СКР) или дистанционного контроля. Системы предназначены для подачи водителю в случае аварийных ситуаций визуальных и предупреждающих сигналов. Электронные датчики вклеиваются в шины при помощи специальных пластырей на внутренней поверхности шины. Информация о давлении и температуре в шине передается через каждые 300с. Система контроля давления и температуры в шинах OTR TRMS Schrader (Франция) увеличивает ходимость крупногабаритных шин, повышает экономию на шинах до 40%, на топливе до 5%, но является не достаточной для управления режимами движения в различных условиях эксплуатации.

Устойчивая тенденция нарастания глубины карьеров до 1000 при соответствующем увеличении расстояния транспортирования предопределила стратегическое направление в развитии карьерного автотранспорта - переход на увеличение производства автосамосвалов особо большой грузоподъемности. Важнейший параметр силовой установки – мощность, определяющая скоростные свойства машины и производительность, в основном расходуются на преодоление сопротивления качению колес и сопротивление подъему. Условия работы шин зависят также от спроектированной транспортной системы карьера, которая определяется пространственными параметрами карьера, режимом и технологией ведения горных работ, применяемым технологическим оборудованием. В зависимости от формы залегания, параметров рудного тела, глубины карьера и других факторов применяют спиральные, петлевые, прямые, скользящие и комбинированные виды съездов, обеспечивающих транспортную связь вскрышных и добычных горизонтов с технологическим комплексом на поверхности. Съезды могут иметь длину участков до 560 м, с уклонами от 0 до 12% и более. Горнотехнические условия эксплуатации карьерных автосамосвалов с каждым все усложняются. Распределение режимов движения автосамосвалов БЕЛАЗ-7549, БЕЛАЗ-7521 на карьерах Кольского полуострова выглядит следующим образом (табл.№1). Скорость современных самосвалов в нагруженном состоянии на подъемах карьерных дорог с уклоном 8% составляет 11-15 км/ч и ограничиваются техническими возможностями машины, а точнее-удельной мощностью двигателя.

Таблица 1 Распределение режимов движения самосвалов в глубоких карьерах

Направление движения	Режим движения	Распределение по времени, %	Распределение по пройденному пути, %
С грузом на подъем от забоя до отвала	Тяговый	98	96
	Тормозной	-	-
	Накат	2	4
Порожняком под уклон от отвала до забоя	Тяговый	40	37
	Тормозной	27	24
	Накат	33	39
С грузом под уклон от отвала до забоя	Тяговый	35	33
	Тормозной	34	40
	Накат	31	37

Время прохождения подъемов в большинстве случаев занимает значительную часть суммарного времени цикла движения. При проектировании самосвалов в качестве расчетных режимов приняты следующие: статический, режим торможения с максимальным замедлением при движении вперед и коэффициенте сцепления колеса с дорогой 0,7; режим торможения с рабочим замедлением при движении назад и коэффициентом сцепления 0,4; режим поворота самосвала влево по инерции с коэффициентом бокового сцепления 0,4; режима поворота самосвала вправо по инерции с коэффициентом бокового сцепления 0,4. На криволинейных участках необходимо снижать скорость до значения, безопасного по условиям заноса автомобиля.

Фирма «Гудьир» (США) разработала новую шину так называемой кибернетической концепции, характеризующаяся постоянством тягово-сцепных свойств при работе на любых режимах и в любых условиях. Это достигается с помощью встроенных датчиков, контролирующих давление в шине, степень износа протектора, жесткость, соотношение тягово - и поперечных усилий и пр. Датчики связаны с мини ЭВМ, управляющей совместной рабочей шин и агрегатов шасси [1] в зависимости от номинального скоростного режима и степени зарядки. Фирма LIEBHERR при конструировании модели Т-282 использовала новую концепцию путем переноса нагрузок на заднюю подвеску. Передняя подвеска и рулевое устройство формируют конструкцию двойного параллельно - рычажного механизма, обеспечивающего лучшую управляемость машины и более продолжительный срок службы шин. Новые тяговые электродвигатели смонтированы внутри корпуса, с хорошими рабочими характеристиками при движении под уклон. Привод на переменном токе создает дополнительный запас надежности тормозов автосамосвала, обеспечивая снижение скорости до 0,8 км/ч и последующее включение в действие тормозной системы для полной остановки машины.

За счет электроники созданы миниатюрные радиопередатчики для передачи сигнала от вращающегося датчика на неподвижный приемник. Многие фирмы сейчас устанавливают датчики давления внутри шины или на ободе колеса, т.е. применена система прямого измерения давления в шине, однако это не позволяет определить фактически деформации шины в трех плоскостях.

Таким образом, для всестороннего анализа деформации шин -необходимо изучить силовые параметры и эксплуатационные факторы, влияющих на работоспособность шин при движении на различных карьерных автодорогах с максимальными уклонами в карьерах.

При движении самосвала энергия вибрации переходит в работу сжатия воздуха в шине и в работу упругого гистерезиса материала протектора, брекера и каркаса шины. При этом необратимо выделяется тепловая энергия и образуется пятно контакта шины с основанием, по всей площади которого действует реакция основания.

Поэтому различают деформации пневматической шины четырех видов: радиальную (нормальную), окружную (тангенциальную), поперечную (боковую), угловую.

Скорость движения выбирается исходя из температуры шины 90-100° С. Работоспособность при этом наибольшая.

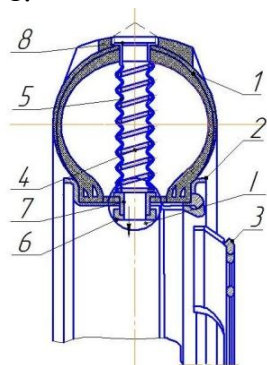
Однако при значительном падении давления ресурс шины уменьшается и возможен даже поворот шины на ободе, обрыв вентиля со всеми вытекающими из этого последствия. Для управления работой сельскохозяйственных тракторов необходимо так же знание изменения радиуса колеса для корректирования технологического процесса. В машинах высокой проходимости и

вездеходах, как правило, регулируют давление в шинах. От характеристики пневматической шины зависят тягово-сцепные свойства ходового аппарата, управляемость, устойчивость движения, разгонно-тормозные качества, надежность, производительность, экономичность и др. При проколе шины падение давления по другим причинам возникает разное сопротивление левых и правых шин, что приводит к возникновению разворачивающего момента и заносу машины.

По данным ОАО «БЕЛАЗ» [1] число отказов передних шин в среднем на 10% больше, чем передних левых, так как при поворотах путь, проходящей правой шиной больше, чем левой. У шин задней левой полуоси на 8-15% больше число отказов, чем - задней правой. Для шин $\varnothing 75$, ФТ-117 и зарубежных диагональных и радиальных выкрашивание протектора составляет соответственно 12.1%, 15.9%, 44.9%, 43.2% а отслоение протектора из-за механических и усталостных разрушений составляет соответственно 59.9%, 54.7% и 35.6% и 27.9%. Опыт эксплуатации шин карьерных самосвалов показывает, что в 55% случаев они работают с перегрузкой, что крайне сказывается на ресурсе. Скорость движения автосамосвалов влияет на технонагруженность. Оптимальная температура шин $70-75^{\circ}\text{C}$, нормальная 100°C , критическая 120°C . При температуре 120°C разрывная прочность обычных шинных резин снижается на 40%, а пробег шин на 40-60% чем при температуре 110°C . С увеличением скорости шина $\varnothing 75$ с 10 до 18 км/час и изменении давления воздуха с 490 до 560 КПа температура шины повысилась с $70-100^{\circ}\text{C}$ до 120°C [1]. Увеличение ресурса шин может быть обеспечено за счет совершенствования конструкции и качества шин, правильной их технической эксплуатации. Характерными признаками отказов шин при эксплуатации являются: производственные дефекты, не обнаруженные при выходном контроле на заводе-изготовителе, механические повреждения, проколы, сколы грунтозацепов, усталостные и тепловые разрушения отслоение протектора, расслоение корда, боковин, естественный износ, взрыв шины при исчерпании ресурса более чем на 70% при ударе и наезде на острый предмет.

Крупногабаритные шины допускается изнашивать до второго, а то и до третьего слоя металлокорда.

Нами предложено для пневматических колес карьерных самосвалов в условиях эксплуатации для наиболее нагруженных скоростных режимах одновременный замер радиальной, тангенциальной, продольной, поперечной и угловой деформации шин, что обеспечивается устройством, изображенным на рисунок 1.



1-покрышка, 2- обод, 3- диск, 4- пружина, 5-гофрированная резиновая цилиндрическая оболочка, 6- гайка, 7-втулка, 8- фиксатор, I-датчики измерения: радиальных, боковых, тангенциальных деформаций шин

Рис. 1. Колесо с датчиками замера радиальной, боковой, тангенциальной деформации шин

При радиальной деформации шины фиксатор 8 перемещается вместе крышкой 1 относительно втулки 7, а при боковой и тангенциальной силах отклоняется от оси отверстия в ободе 2. Деформация элементов шины от датчиков может быть передана с помощью радиопередатчика или токосъемника на бортовую систему карьерного самосвала [2].

Установка такого устройства в шину колеса при тестовом режиме по определению деформаций во время движения по транспортной связи карьера, соединяющей вскрышные и добычные горизонты с технологическим комплексом позволит определить фактические нагрузки на шину и дать предложения по оптимизации параметров шины и режимам эксплуатации карьерного самосвала уже на стадии проектирования транспортной схемы карьера, определяемой

пространственными параметрами залегания рудного тела, производительного карьера, режим и технологией ведения горных работ и т.д.

Литература

1. Мариев, П.А. Карьерный автотранспорт Состояние и перспективы// П.А. Мариев. А.А.Кулешов, А.Н.Егоров [и др.].-Санкт-Петербург: «Наука», 2004г.- 425с.
2. Патент на полезную модель №7042U Респ. Беларусь, МПК В 60В 19/00/, В 62057/00 Колесо бескамерное/ А.И. Бобровник; В.П. Бойков; Т.А. Варфоломеева, Дивин К.И.; заявитель Бел. гос. аграрн.-техн. ун-т. – № у 20100657; заявл.21.07.10; опубл. 20.02.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 1. – С. 184.

19. С.О. Берцулевич, студент, С.М. Грушецкий, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет

НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ МАШИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ ЗЕЛЕНИХ КОРМІВ

Існуючі в даний час подрібнювачі кормів не забезпечують необхідні ступінь і якість подрібнення зелених кормів для птахівництва та свинарства, або ж мають невиправдано високі витрати енергії на подрібнення зелених кормів за рахунок високої складності конструкції. У зв'язку з цим, однією з актуальних задач є удосконалення робочого процесу і конструкцій подрібнювачів зелених кормів для свиней і птиці.

Підготовка кормів до згодовування проводиться з метою підвищення їх перетравності, використання поживних речовин, поліпшення технологічних властивостей, знезаражування. За Боярським Л.Г. [1] основні способи підготовки кормів підрозділяються на механічні, фізичні, хімічні і біологічні, з яких механічні способи – подрібнення, дроблення, плющення, змішування і інші – застосовуються головним чином з метою підвищення згодовуваності кормів, поліпшення їх технологічних властивостей. Спосіб подрібнення залежить від фізико-механічних властивостей корму і його призначення.

За класифікацією Ясеневського В.А. та Гончаренка П.В. [2] існує кілька способів подрібнення, що класифікуються за характером впливу на корм (рис. 1).

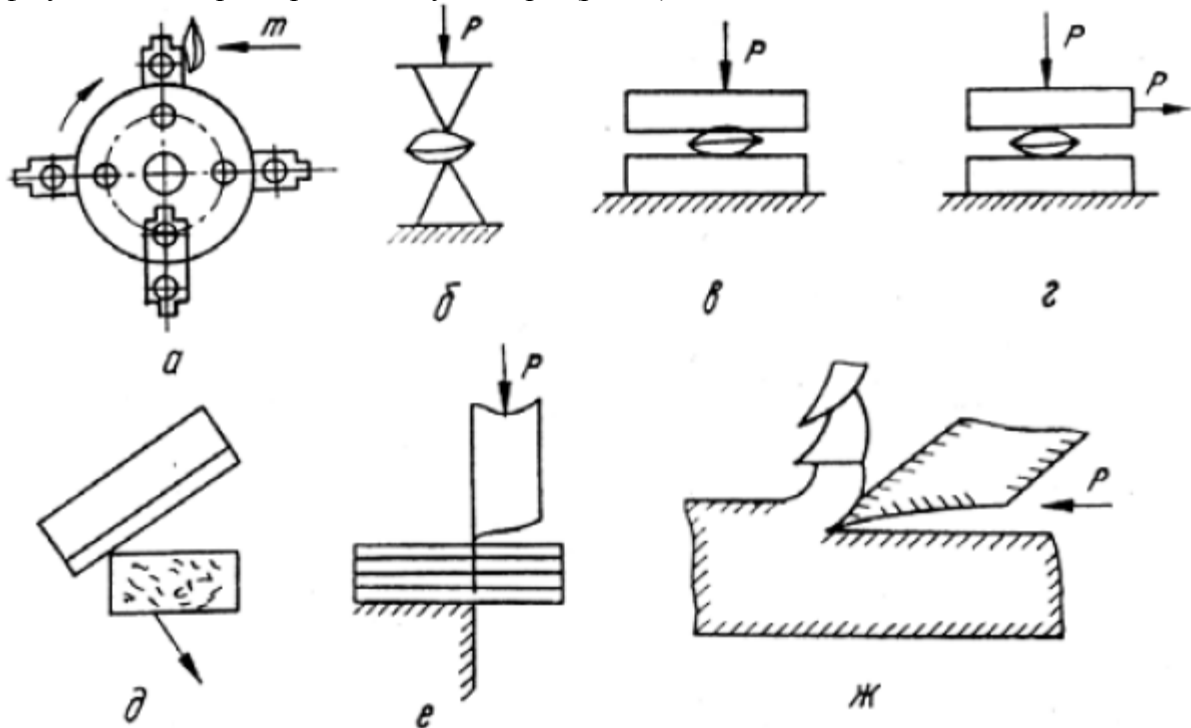


Рис. 1. Способи подрібнення кормів:

а) ударом; б) розколюванням; в) роздавллюванням (плющенням); г) стиранням; д) різанням лезом; е) різанням пуансоном; ж) різанням різцем

Спосіб подрібнення обумовлює конструкцію подрібнювального апарату, параметри і режими його роботи. За типом конструкції автори [2] розрізняють різальні барабани із протирізальною пластиною, дискові різальні апарати, молоткові ротори з решетами і деками, штифтові ротори,

плющильні вальці й ін. Для одночасного подрібнення та змішування кормів використовуються машини [3] з горизонтальними робочими органами (шнеками), що мають ножі на витках шнеків. Крім способу подрібнення тип конструкції подрібнювального апарату визначає вид подрібнюваного корму (табл. 1).

Таблиця 1

Робочі органи для подрібнення кормів [4]

Робочі органи	Технологічна операція				
	подрібнення сипких матеріалів	плющення зерна	подрібнення грубих кормів	подрібнення коренеплодів	подрібнення зелених кормів
Молоткові	+	–	+	+	+
Штифтові	+	–	+	–	–
Ножові	–	–	+	+	+
Вальцеві	+	+	–	–	+
Комбіновані	+	+	+	+	+

Досвід експлуатації машин для подрібнення кормів свідчить про те, що машини з робочими органами різального типу, мають порівняно низьку енергоємність і забезпечують високу якість подрібнення при нормалізації подачі подрібнюваного матеріалу. Однак при потраплянні сторонніх предметів їх надійність знижується, збільшуються витрати на технічне обслуговування [5]. Для подрібнювачів ударного типу із шарнірним кріпленням робочих органів характерна більш висока надійність роботи і менші витрати на технічне обслуговування, однак вони більш енерго- і металоємні.

Отже, в машинах для подрібнення стеблових кормів застосовують: молоткові, штифтові, ножові, комбіновані робочі органи. На сьогодні для подрібнення зелених кормів найбільше використання отримали ножовий та комбінований робочі органи.

На основі проведеного аналізу можемо зробити висновок [6], що перспективними шляхами підвищення ефективності приготування зелених кормів для свиней і водоплавної птиці є використання подрібнювачів комбінованого типу з вертикальним розташуванням ротора і послідовно розміщеними в одній робочій камері двома ступенями подрібнення з робочими органами різального типу та безпосередньою подачею корму до кожного ступеня подрібнення.

Список використаних джерел

1. Боярский Л.Г. Производство и использование кормов. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 222 с.
2. Ясенецкий В.А., Гончаренко П.В. Машины для измельчения кормов: Под редакцией акад. ВАСХНИЛ Л.В. Погорелого. – К.: Техника, 1990. – 166 с.
3. Чернятьев Н.А. Разработка и исследование мобильного технического средства для измельчения, смешивания, раздачи грубых и сочных кормов // Научно-технический прогресс в области механизации, электрификации и автоматизации сельского хозяйства: Материалы Международной научно-практической конференции, посвящённой 55-летию образования УП «БелНИИМСХ»: В 2-х т. - Минск, УП «БелНИИМСХ», 2002.- Т. 2.-250 с.
4. Кулаковский И.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.И. Машины и оборудование для приготовления кормов. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 286 с.
5. Просвірін В.І., Богатирьов Ю.О., Хассай Д.В., Кудрявцев О.В. До розробки пристрою виявлення феромагнітних домішок у сипучих матеріалах // Праці ТДАА. – 2002. – №9. – С. 56-60.
6. Холодюк О.В., Напрямки розвитку машин для подрібнення зелених кормів / О.В. Холодюк, В.С. Кіріченко // Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК» 28-30 листопада 2017 року: – Вінниця: Вид-во ВНАУ, 2017. – С. 219-221.

20. П.М. Гогот, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Ґрунтообробні знаряддя зі сферичними дисковими робочими органами (СДРО) мають високу технологічну надійність роботи серед інших робочих органів, що дуже важливо при підготовці

грунту до сівби зернових у стислі строки на полях з поживними рештками зернових, сої, ріпаку та інших культур. Останнім часом ґрунтообробні знаряддя зі СДРО широкого застосовуються на всіх видах обробітку ґрунту, починаючи від мілкого на лушненні стерні після збирання врожаю до основного в усіх ґрунтово-кліматичних зонах України. Ці знаряддя маючи переваги у відносній простоті конструкції і експлуатаційному використанні, скорочують витрати енергії до 20 % і підвищують продуктивність праці на 20-25 % при якісному обробітку ґрунту відповідно до агроімог. Сьогодні для обробітку ґрунту на глибину до 16-18 см ринок сільськогосподарської техніки пропонує ґрунтообробні знаряддя зі СДРО, диски яких встановлено під кутом до вертикалі. Деяке підвищення складності конструкції цього знаряддя окупається покращенням якості обробітку ґрунту і зменшенням витрат енергії.

В конструкціях дискових ґрунтообробних знарядь застосовуються робочі органи з різною формою та розмірами (рис. 1) [1]. Дискові борони з батарейним розміщенням робочих органів за конструкційним вирішенням дозволяють встановлювати і регулювати тільки величину кута атаки розташування дисків до напрямку руху.

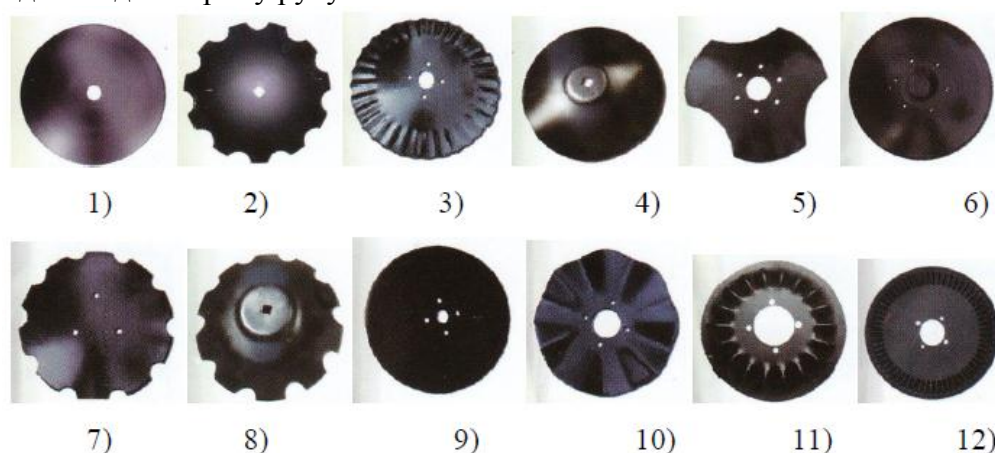


Рис. 1. Варіанти конструкційного виконання дискових робочих органів:

1 – плоский суцільний; 2 – вирізний сферичний; 3 – рифлений плоский; 4 – сферичний суцільний; 5 – конічний; 6 – купольний; 7 – безцентровий вирізний; 8 – вирізний з задньою випуклістю; 9 – плоский суцільний; 10 – плоский хвилястий; 11 – плоский з випукlostями; 12 – плоский гофрований

СДРО можуть бути класифіковані (рис. 2) за формою сферичності, загостренню леза, способу встановлення дисків в горизонтальній та вертикальній площинах.

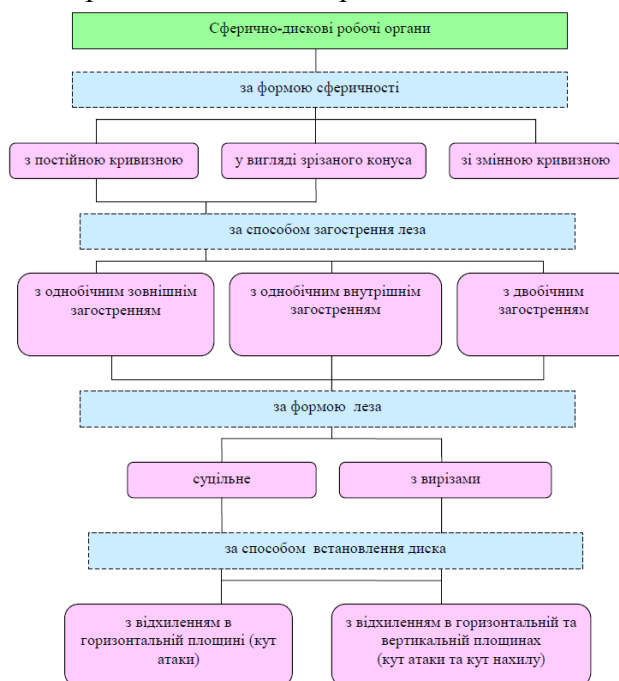


Рис. 2. Класифікація СДРО

За формою сферичності використовують дискові робочі органи з постійною кривизною, тобто сферичні, а також у вигляді зрізаного конуса. Можливі також диски зі змінною кривизною, еліптичні, параболічні та інші.

У виробництві найбільшого застосування знайшли сферичні диски з постійною кривизною сфери.

За формою загострення леза використовують диски з однобічним зовнішнім загостренням відносно до кривизни сферичності дисків, з внутрішнім або двобічним загостренням. У виробництві найбільше застосування знайшли диски з зовнішнім загостренням.

За формою леза сферичні диски поділяються на диски з суцільним лезом та, так звані, вирізні. При цьому вирізи можуть бути трикутні, трапецієвидні, овальні та іншої форми.

За способом встановлення диски можуть бути з відхиленням в горизонтальній площині до напрямку їх руху, так званого кута атаки, для забезпечення найбільш ефективного розпушення ґрунту в залежності від його фізико – механічних характеристик. Більш універсальним встановленням дисків на вісі обертання є комбінований спосіб, коли встановлюється кут атаки і кут нахилу до вертикалі, за рахунок чого зменшується кут різання ґрунту і зменшуються витрати енергії на обробіток ґрунту [2-4].

Слід відзначити, що СДРО застосовуються для лушення стерні, суцільного або смугового, поверхневого або глибокого обробіток ґрунту, а також в сошниках сівалок для міжрядного обробітку ґрунту при сівбі просапних культур, міжстовбурного обробітку ґрунту в садах, в якості маркерів при виконанні посівних робіт, внесенні мінеральних добрив та отрутохімікатів.

Широке застосування СДРО свідчить про їх універсальність. Проте найбільш широкого застосування вони знайшли в конструкціях дискових борін.

Дискові борони з батарейним розміщенням дисків за конструкційним вирішенням дозволяють встановлювати і регулювати тільки величину кута атаки розташування дисків до напрямку руху агрегату, чого не завжди достатньо для якісної роботи борони і зменшення сили опору ґрунту в залежності від фізико-механічних властивостей різних типів ґрунтів.

Отже, підвищення якості роботи дискових борін передбачає застосування в їх конструкції можливості зміни кута між віссю обертання та горизонтальною площиною. Однак в літературі відсутні кількісні показники впливу параметрів СДРО з кутом нахилу дисків до вертикалі на енергоємність та якість обробітку. Не відзначено залежності та закономірності зміни основних параметрів цих СДРО. Це, в свою чергу, значно ускладнює процес удосконалення таких борін. Звідси випливає необхідність дослідження таких залежностей та встановлення закономірностей їх зміни в типових умовах експлуатації.

Список використаних джерел

1. Диски. Ґрунтообробна техніка. [електронний ресурс] https://www.google.com.ua/search?q=%D0%94%D0%B8%D1%81%D0%BA%D0%B8+%D0%B3%D1%80%D1%83%D0%BD%D1%82%D0%BE%D0%BE%D0%B1%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BD%D0%B0+%D1%82%D0%B5%D1%85%D0%BD%D1%96%D0%BA%D0%B0&biw=1366&bih=673&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ei=_sK8VLHeM4r6ywPpj4HYDg&ved=0CFcQsAQ.
2. Горячкин В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин : в 3 т. – М. : Колос, 1965. – Т. I. – 720 с.
3. Горячкин В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин : в 3 т. – М. : Колос, 1965. – Т.2. – 459 с.
4. Горячкин В. П. Сферическая тригонометрия в применении к теории сельскохозяйственных машин и орудий / В.П. Горячкин // Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. – М. : Сельхозгиз, 1935. – Т. 1. – С. 55-57.

21. Р.М. Головатий, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

АНАЛІЗ І КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ ДЛЯ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Ефективність тваринництва безпосередньо залежить від умов утримання тварин, у яких забезпечення оптимального мікроклімату має надзвичайно важливе значення. Так продуктивність тварин на 10-30 % визначається мікрокліматом приміщень. Відхилення параметрів мікроклімату від встановлених меж призводить до скорочення надоїв молока на 10-20 %, приросту живої маси – на 20-33 %, збільшення відходу молодняка – до 5-40 %, зменшення несучості курей – на 30-35 %, зменшення

витрат додаткової кількості кормів, скорочення терміну служби машин, обладнання і самих будівель, зниження стійкості тварин до захворювань. У свою чергу забезпечення оптимального мікроклімату в тваринницьких приміщеннях пов'язано зі значними витратами теплової та електричної енергії, на що витрачається до 15 % коштів виробників. В опалювальний період теплогенеруючі пристрої тваринницьких приміщень різного призначення споживають до 90 % сукупних затрат паливо-енергетичних ресурсів і навіть часткове зниження цих затрат приведе до значного скорочення витрат енергії на виробництво, а значить знизить її собівартість. Постійно зростаюча вартість енергоносіїв ускладнює ситуацію й загострює проблему впровадження енергозберігаючих технологій, а також актуалізує народногосподарську проблему зниження питомих енерговитрат на виробництво продукції тваринництва.

Для того, щоб з усіх відомих технологічних схем тепло утилізаторів обрати найбільш прийнятні для умов роботи в тваринницьких приміщеннях доцільно виконати їх класифікацію [1]. Такий підхід дасть можливість при розгляді кожної схеми виключити ті загальні ознаки, які властиві даному типу і загострити увагу на відмінних ознаках. Крім того класифікація дозволить узагальнити фізичні властивості роботи для даного типу утилізатора [2].

Існує декілька способів класифікації утилізаторів тепла витяжного повітря. Використаємо традиційну схему класифікації, у відповідності до якої утилізатори діляться на три групи [3-5]:

- утилізатори із проміжним теплоносієм;
- рекуператори;
- регенератори.

Основною особливістю утилізаторів із проміжним теплоносієм є наявність циркуляційного контуру з насосом чи без нього, що забезпечує передачу теплової енергії витяжного повітря припливному (рис. 1) [2].

Утилізатори із проміжним теплоносієм можуть бути рекуперативного або контактного типу [6]. В останньому випадку проміжний теплоносій вступає в безпосередній контакт із теплообмінними середовищами. Можливі також варіанти, коли в одному каналі теплоносій безпосередньо контактує із середовищем, а в іншому каналі використовується рекуперативний теплообмінник.

В якості проміжного теплоносія може використовуватися вода, або інша рідина, що не замерзає в робочому діапазоні температур (водні розчини солей, гліколей, фреони і т.д.).

Циркуляційний контур систем може бути відкритого або закритого типу.

Особливу групу утилізаторів із проміжним теплоносієм представляють собою теплообмінники з теплових труб. Теплова труба представляє собою камеру, в якій знаходиться рідина. Один кінець труби омивається теплим повітрям, другий – холодним. Під дією різниці температур на кінцях трубки відбувається випаровування і конденсація робочої рідини, що забезпечує перенос тепла. Теплообмінники з теплових трубок можуть бути гравітаційного типу з поверненням робочої рідини самопливом (термосифони) і гнотові, в яких відбувається капілярний ефект [7].

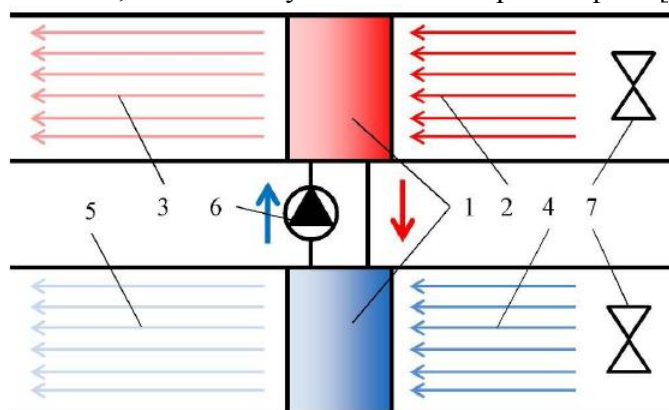


Рис. 1. Технологічна схема утилізатора із проміжним теплоносієм:

1 – теплообмінна поверхня; напрями руху повітря: 2 – із приміщення; 3 – в зовнішнє середовище; 4 – із зовнішнього середовища; 5 – в приміщення; 6 – насос; 7 – вентилятор

Такий спосіб утилізації теплоти забезпечує повітрообмін приміщень без змішування теплообмінних потоків, що виключає можливість потрапляння шкідливих домішок із витяжного повітря в припливне, та рекомендується до використання при наявності техніко-економічного

обґрунтування для будь-яких типів приміщень, особливо при значному віддаленні припливних та витяжних каналів [8].

Обмеженість застосування теплоутилізаторів з проміжним передаючим середовищем обумовлена необхідністю застосування для циркуляції теплоносія насосів, які відрізняються низькою надійністю та вимагають додаткових затрат електроенергії. До того ж теплообмінні блоки виготовляються з металів, які в агресивному середовищі тваринницьких та птахівничих приміщень із за корозії досить швидко втрачають герметичність та виходять з ладу, а тому мають строк експлуатації не більше 3-4 років. Ефективність застосування таких типів утилізаторів складає 60-70 % [9, 10].

В установках утилізації теплоти витяжного повітря застосовуються регенератори, що переключаються (рис. 2). В таких утилізаторах насадка нерухома і послідовно омивається теплим і холодним повітрям. В якості матеріалу насадки використовується фольга, технічний картон, гравій та ін.

Відомі обертові регенеративні теплообмінники в яких передача тепла здійснюється акумулюючою масою, що проходить послідовно потоками охолоджувального повітря та того, що нагрівається [11, 12]. Регенеративні обертові теплообмінники бувають несорбційні і сорбційні (ентальпійні).

В сорбційних регенераторах теплообмінна поверхня покривається шаром сорбенту (хлористий літій та ін.), який поглинає вологу із витяжного повітря і передає її в результаті процесу десорбції припливного повітря.

Регенеративні роторні теплоутилізатори при незначних габаритних розмірах мають ефективність утилізації теплоти до 75-85 % та здатні пропускати значні об'єми повітря [9, 10]. Такі тепло утилізатори застосовуються для утилізації теплоти вентиляційних викидів як на промислових об'єктах, так і в системах кондиціонування житлових та офісних приміщень.

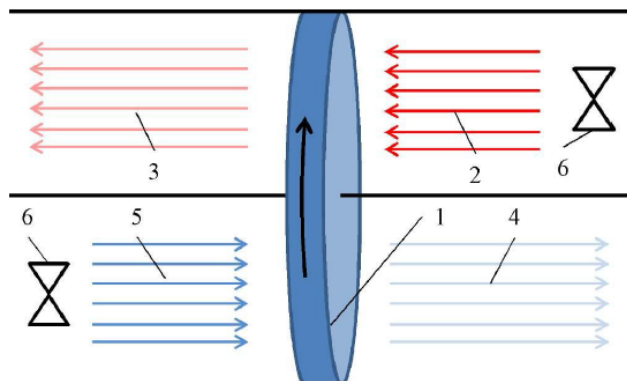


Рис. 2. Технологічна схема регенераторного утилізатора:

1 – теплообмінна регенеративна поверхня; напрямки руху повітря: 2 – із приміщення; 3 – в зовнішнє середовище; 4 – в приміщення; 5 – із зовнішнього середовища; 6 – вентилятор

Використовується багато варіантів конструкційних рішень рекуператорів в залежності від умов їх роботи. На рисунку 3 приведена схема одного з видів із перехресно-тісною системою руху теплоносія по щілинним каналам.

Такий теплообмін стаціонарний та безперервний, будова рекуперативних теплоутилізаторів проста, відсутнє зіткнення потоків припливного і витяжного повітря, відбувається сухий підігрів припливного повітря, що особливо важливо для перенасичених вологою тваринницьких приміщень, а також важливий при застосуванні теплоутилізаторів в приміщеннях з підвищеними вимогами до параметрів повітряного середовища, де не допускається змішування потоків та часткове повернення відпрацьованого повітря в приміщення.

По матеріалу, із яких вони виготовлені, рекуператори можуть бути металеві, скляні, картонні, пластмасові та ін.

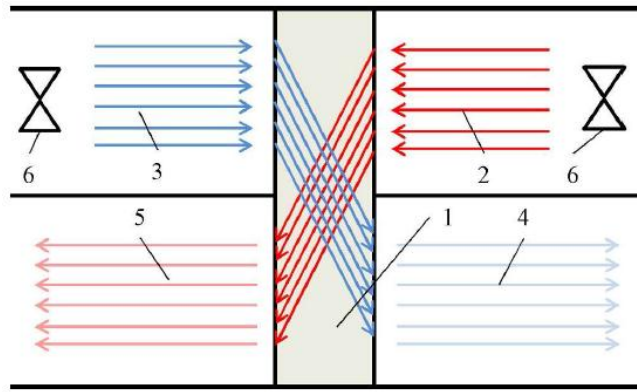


Рис. 3. Технологічна схема рекуператорного утилизатора:

1 – теплообмінна регенеративна поверхня; напрям руху повітря: 2 – із приміщення; 3 – із зовнішнього середовища; 4 – в приміщення; 5 – в зовнішнє середовище; 6 – вентилятор. За напрямом руху повітряних потоків рекуперативні пластинчасті безпосередньо-поверхневі теплоутилизатори розділяють на прямоточні, протиточні та перехресно-поточні.

До переваг рекуперативних безпосередньо-поверхневих теплоутилизаторів можна віднести відносно велику площу теплообмінної поверхні при незначних габаритних розмірах, високі теплотехнічні показники, а простота конструкційного виконання робить їх надійними та довговічними.

Ефективність утилізації теплоти в рекуперативних пластинчастих теплоутилизаторах досягає 80-90 % [9, 10].

Отже, для утилізації теплоти в системах забезпечення нормативних параметрів повітряного середовища тваринницьких приміщень найбільш перспективними є рекуперативні теплоутилизатори, виготовлені з полімерних матеріалів, котрі стійкі до вологості та хімічноактивних домішок.

Список використаних джерел

1. Кокорин И.О. Управление системами микроклимата с утилизаторами тепла удаляемого воздуха: дис. ... канд. техн. наук: 05.23.03 / Кокорин Игорь Олегович. – Москва, 1984. – 239 с.
2. Пришляк В.М. Аналіз і класифікація технологічних схем теплоутилизаторів для тваринницьких приміщень [Текст] / В.М. Пришляк, В.М. Яропуд, Науково-теоретичний збірник «Вісник ЖНАЕУ». – Випуск №2(45), т. 4, ч. II, 2014 р. – С. 344–350.
3. Фиалко Н.М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа / Н.М. Фиалко, Ю.В. Шеренковский, А.И. Степанова, Р.А. Навродская, П.К. Голубинский, М.А. Новаковский // Промышленная теплотехника. – 2008. – т. 30, № 3 – С. 68–76. – ISSN 0204-3602.
4. Дубинин А.Б. Эксергетический метод исследований как основа совершенствования теплоэнергетических установок / А.Б. Дубинин, А.И. Андрющенко, В.Н. Осипов // Вестн. Саратов. ГТУ. – 2004. – № 3(4). – С. 31–44.
5. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А.А. Кудинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2001. – 139 с.
6. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О., 2005. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – 2-е издание, дополненное и переработанное. – К.: Факт. – 704 с.
7. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с., ил.
8. Богуславский Л.Д. Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции. – М.: Стройиздат, 1985. – 336 с.
9. Гусев А.Е. Целесообразность теплоутилизаторов в системе вентиляции / А.Е. Гусев, Н.В. Митюков, Е.Л. Бусыгина // Международный журнал экспериментального образования. – 2012. – № 8. – С. 63–64.
10. Гусев А.Е. Выбор и обоснование целесообразности внедрения теплоутилизаторов в системе вентиляции / Научн. руковод. Н.В. Митюков // Молодёжь и наука: сборник материалов VII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной 50-летию первого полета человека в космос [Электронный ресурс]. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т., 2011.

11. Парфентьева Н.А. О методах расчета роторных теплоутилизаторов / Н.А. Парфентьева, О.Д. Самарин, И.Г. Бобкова // Интернет-вестник ВолгГАСУ. Сер.: Строит. информатика. – 2011. – Вып. 6(18). – С. 1–4.
12. Низовцев М.И. Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора – регенератора тепла вентиляционного воздуха / М.И. Низовцев // Известия Вузов. Строительство. – 2007. – № 10. – С. 46–50.

22. М.Л. Гуменюк, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СІВБИ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

Однією з необхідних умов отримання високих урожаїв просапних культур, поряд із підготовкою ґрунту, догляду за посівами, є забезпечення розподілу насіннєвого матеріалу у відповідності до агрономіг. Це сприяє забезпеченню рослин необхідною кількістю світла, вологи, тепла та поживними речовинами.

Забезпечити якість сівби на належному рівні – це не просте завдання, адже насіння, навіть однієї культури, відрізняється формою і розмірами, що впливає на якість їх розподілу по глибині та довжині рядка, а також на відхилення від прямолінійного розміщення. Нерівномірність розподілу насіння вимагає збільшення норми висіву для покращення формування густоти сходів, і призводить до збільшення його витрат. Якщо якість розподілу насіння по площі і стійкість заданої норми висіву головним чином залежить від конструкції висівного апарату та швидкості руху сівалки в полі, то стійкість глибини загортання насіння в значній мірі визначається якістю роботи сошникової системи сівалки.

При роботі посівного агрегату зміна опору ґрунту і нерівності поверхні поля викликають коливання сошника в поздовжньо-вертикальній площині, що призводить до нестійкого руху останнього на заданій глибині. З підвищенням швидкості руху посівного агрегату зростає амплітуда коливання сошника в поздовжньо-вертикальній площині, що значно збільшує нерівномірність глибини загортання насіння. Існуючі конструкції сошникових систем сівалок не забезпечують достатнього ступеня точності розподілу насіннєвого матеріалу просапних культур в ґрунті.

Отже, обґрунтування раціональної конструкції і параметрів роботи сошникової системи для сівби просапних культур, що забезпечує двофазну заробку насіння, є актуальною проблемою сільськогосподарського виробництва.

Однією із основних вимог до сівби просапних культур, як було зазначено вище, є забезпечення необхідної площі живлення кожній окремо взятій рослині. Дану умову можна виконати при заданому розміщенні насіння вздовж рядка, що крім того, сприяє більш якісному догляду за посівами в процесі дозрівання культури. Не менш важливою вимогою є забезпечення рівномірності залягання насіння в ґрунті по глибині, і якісному висіву добрив. Ці та інші агрономіги в основному і визначають конструкцію вітчизняних і зарубіжних посівних машин та їх робочих органів [1].

Для прикладу можна розглянути висівну секцію Pro-Series XP від John Deere (рис. 1), яка відображає сучасний напрямок розвитку засобів для сівби просапних культур. На сьогодні широкого розповсюдження набули дискові сошники, адже вони є менш вибагливі до якості підготовки площі, краще працюють на перезволожених та переущільнених ґрунтах. Такий сошник дає можливість наблизити міжосьову відстань центрів обертання опорних коліс до центрів обертання дисків, що позитивно впливає на глибину ходу останніх. Для забезпечення довантаження секцій «класичні» пружини ступінчастого регулювання притискного зусилля замінюють пневмо-, або гідроциліндрами. Для загортання борозни, як правило, застосовують катки, що додатково ущільнюють ґрунт навколо насіння і т. д. [2].

Більшість сучасних сівалок обладнані засобами контролю і сигналізації роботи сівалки, проте, це не завжди дає можливість забезпечити якість сівби на високому рівні.



Рис. 1. Висівна секція Pro-Series XP від John Deere

Конструктивні особливості сошників

Питаннями покращення якості загортання насіння при сівбі займалися багато вітчизняних і зарубіжних дослідників та виробників сільськогосподарської техніки [3, 4].

Наприклад, компанія GASPARDO намагається забезпечити рівномірність глибини ходу сошника в ґрунті шляхом встановлення обмежувальних реборд в місці укладання насіння (рис. 2), що повинно гарантувати рівномірний обробіток поля навіть на ділянках з нерівною поверхнею. Різний діаметр обмежувачів визначає глибину висіву. Обмежувачі встановлюють із чавуну, для збільшення тиску, та із листової сталі, для зменшення тиску на ґрунт [5].



Рис. 2. Сошник сівалки Gigante виробника GASPARDO

VADERSTAD на сівалці Tempo застосовує так звану систему копіювання «Крокуючий» тандем (рис. 3). При наїзді одним опорним колесом на камінь, інше пропорційно опускається для зменшення підняття секції в два рази. Опорне колесо і висівний диск оснащені регульованими очищаючими дисками [6].

Такі кроки до вдосконалення сошникових систем дещо покращують якість утворення борозенки, проте не задовольняють сучасні вимоги в повній мірі. Механізм із обмежувальними ребордами від GASPARDO вимагає значних затрат часу на зміну глибини заробки насіння за допомогою обмежувальних реборд. «Крокуючий» тандем від VADERSTAD при наїзді на перешкоду утворює насіннєве ложе глибиною, що у два рази менша висоти перешкоди. Це призводить до нерівномірності сходів.

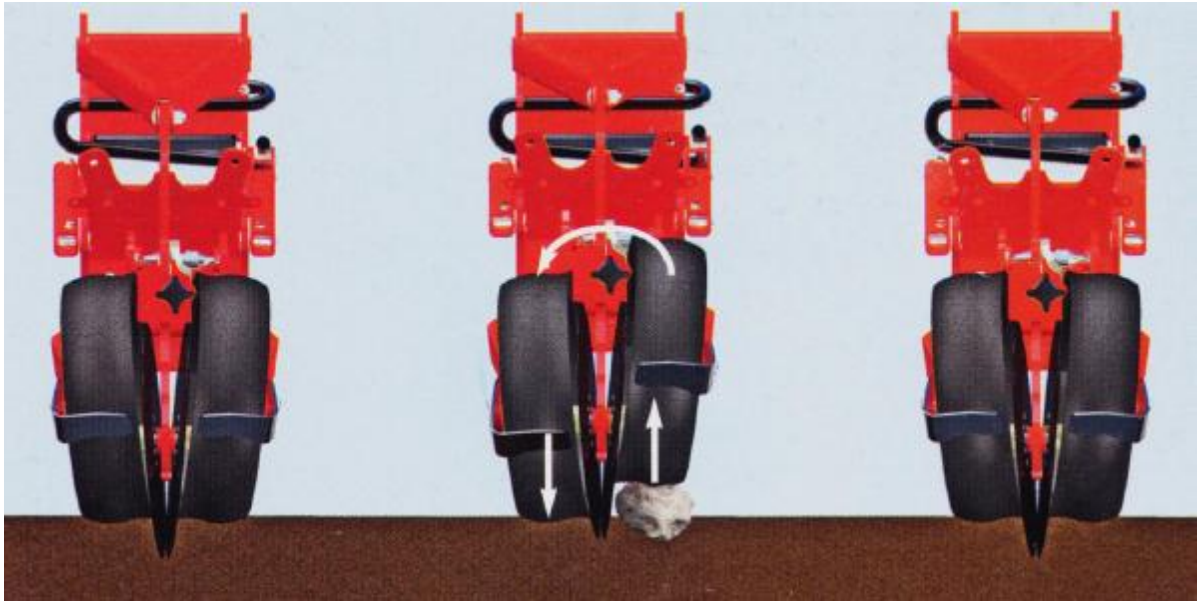


Рис. 3. Сошник сівалки Темпо виробника VADERSTAD

Список використаних джерел

1. В. Кравчук, А. Кушнар'ов, В. Таргоня, М. Павлишин, В. Гусар. БІОСФЕРА ТА АГРОТЕХНОЛОГІЇ: ІНЖЕНЕРНІ РІШЕННЯ. - Навчальний посібник. - Дослідницьке, - 2015. - 240 с. за редакцією В. Кравчука.
2. Каталог продукції компанії John Deere. URL: https://www.deere.ua/uk_UA/docs/product/equipment/seeding/d25b_series/specs/1014608_Planters_RUS.pdf (дата звернення: 21.01.2014).
3. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки/ за ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалю. - К.: Аграрна наука, 2004. - 396с.
4. Сільськогосподарські машини: підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. - К.: «Агроосвіта», 2015. - 679с. 129
5. Каталог продукції компанії Gaspardo. URL: http://www.maschio.com/catalog/category/semina/uk_UA (дата звернення: 22.01.2014).
6. Каталог продукції компанії Vaderstad. URL: <https://www.vaderstad.com/ua/sivalky-tochnogovusivu/sivalky-tempo/> (дата звернення: 22.01.2014).

23. О.А. Здоровик, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ КОМБІНОВАНИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

Численними попередніми дослідженнями встановлено, що 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 відразу стартовими і основними дозами. Причому, його конструкційно-технологічне виконання повинно забезпечувати підвищення техніко-економічних показників роботи. Практичне розв'язання саме такої задачі і обумовлює актуальність даної роботи.

За способом агрегування комбіновані агрегати науковці поділяють на три групи [1, 2, 3]:

- машинно-тракторні агрегати, у яких серійні одноопераційні машини/знаряддя послідовно з'єднані між собою за допомогою зчіпок;
- агрегати, у яких енергетичний засіб агрегується з моноблочною машиною, на рамі якої можуть закріплюватися постійні або змінні робочі органи;

– машинно-тракторні агрегати, які складені з декількох одноопераційних машин/знарядь, одні з яких навішуються на передній, а інші – на задній навісний механізм енергетичного засобу.

У цей час в Україні і за рубежом успішно застосовуються конструкції агрегатів і машин всіх трьох типів, призначені для роботи на різних ґрунтових фонах.

Основною перевагою першого способу складання комбінованих машинно-тракторних агрегатів (рис. 1) є те, що останні комплектують із наявних у господарстві серійних одноопераційних машин/знарядь без їхньої переробки або з незначними змінами (рис. 2). Але, такі комбіновані машинно-тракторні агрегати, як правило, громіздкі та металоємні. Одноопераційні серійні машини, які входять до складу цих агрегатів, звичайно розраховані на самостійну роботу із тракторами при їхньому оптимальному завантаженні.

Тому, у них часто не збігаються ширина захвату і оптимальна швидкість роботи, що істотно ускладнює вибір оптимальних параметрів складеного комбінованого агрегату.

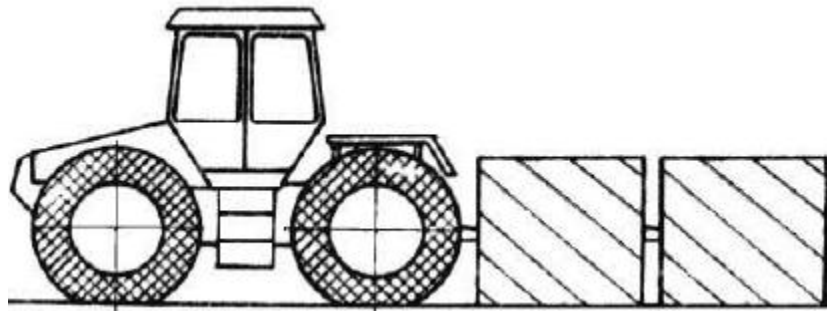


Рис. 1. Комбінований агрегат, що складається шляхом послідовного з'єднання одноопераційних машин за допомогою зчіпних пристроїв

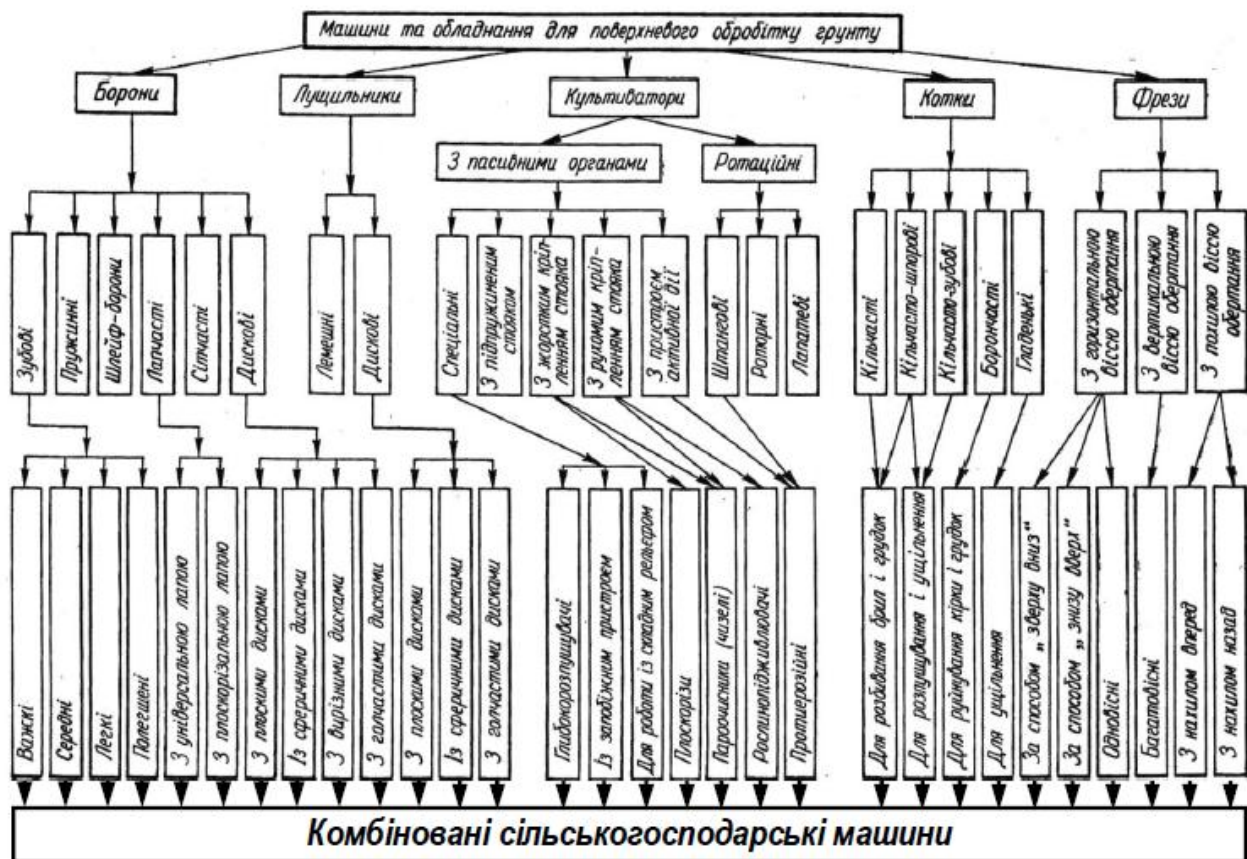


Рис. 2. Різновид машин та обладнання для складання комбінованих сільськогосподарських машин

Більш раціональним рішенням складання комбінованих машинно-тракторних агрегатів є такі, які виконані по другій схемі (рис. 3). На загальній рамі комбінованої машини послідовно встановлені різні по призначенню робочі органи (або секції робочих органів), запозичені від одноопераційних машин.

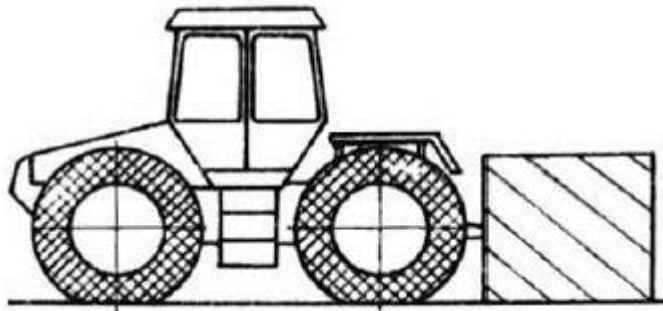


Рис. 3. Комбінована машина, що має загальну раму, на якій встановлені різні за призначенням робочі органи

Перевагою комбінованих машинно-тракторних агрегатів другої схеми є більша компактність і менша металоємність, що дозволяє частку машин/знарядь робити начіпними або напівначіпними. До того ж, є можливість використання робочих органів і секцій серійних машин/знарядь у необхідному технологічному поєднанні.

Прикладами таких комбінованих машин є відомий культиватор комбінований напівначіпний ККП-3,7, призначений для основної обробки ґрунту після збирання високостебельних просапних культур. Агрегатується з тракторами Т-150, Т-150К, ХТЗ-161, ХТЗ-17021. Глибина обробки до 16 см.

Ширина захвату – 3,7 м, продуктивність – 2,3-3,7 га/год. Однією з найбільш перспективних комбінованих ґрунтообробних машин є агрегат напівпричепний АГРО-3 [4-7], призначений для безполцевого основного і передпосівного обробітку стерньових агрофонів після збирання просапних та інших культур, який за один прохід забезпечує виконання всього комплексу робіт з підготовки ґрунту до сівби зернових культур – чизелювання на глибину до 20 см, плоскорізний обробіток та подрібнення посівного прошарку. Ширина захвату – 3 м, продуктивність 2,4-2,7 га/год. Агрегат дозволяє змінювати послідовність розміщення робочих органів для обробітку ґрунту після різних попередників. Агрегатується з тракторами класу 5. Еквівалентна схема запропонованої експериментальної комбінованої машини показана на рис. 3. Система складається із чотирьох частин. Перша частина має раму, на якій послідовно кріпляться чизельні лапи та дискові робочі органи. Другою і третьою складовими системами є робочі органи культиватора, закріплені на коротких і довгих гряділях, четверта включає батарею дисків.

Недоліком комбінованої машини є відносно велика її енергоємність, що не дає змоги агрегувати її з трактором класу 3.

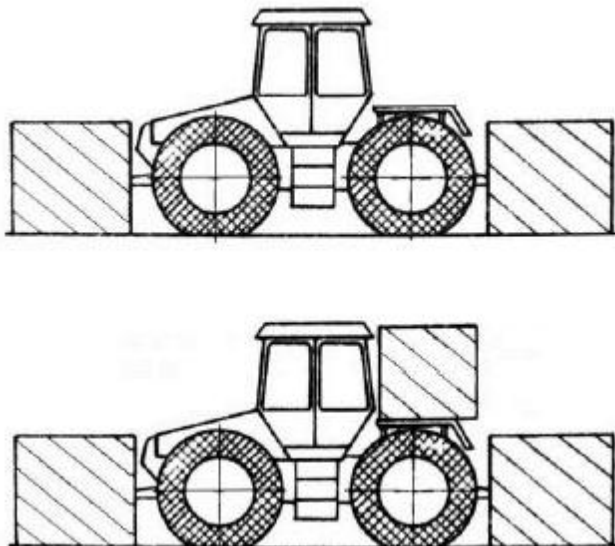


Рис. 3. Комбіновані агрегати, які складаються з однієї або багатоопераційних машин за допомогою трактора, що має передній і задній начіпні пристрої

Переваги таких агрегатів (див. рис. 4) полягає в тому, що маса і тяговий опір фронтально навішених секцій машин/знарядь збільшують вертикальне навантаження на передні ведучі колеса енергетичного засобу, підвищують зчеплення їх із ґрунтом і зменшують буксування. У результаті поліпшуються умови використання потужності двигуна енергетичного засобу за рахунок

перерозподілу навантажень по його мостах, підвищується продуктивність праці і знижуються питомі витрати палива. У багатьох випадках знижується металосмність і кінематична довжина агрегату, що приводить до зменшення ширини поворотної смуги і зниженню непродуктивних витрат часу під час руху комбінованих машинно-тракторних агрегатів на ній.

Одним з перспективних напрямків створення і застосування комбінованих машинно-тракторних агрегатів є їх компонування фронтальними і задніми навісними системами, які дозволяють поєднувати технологічні процеси механічної обробки ґрунту.

Список використаних джерел

1. Кюрчев В.М. Комбіновані машинно-тракторні агрегати на базі трактора ХТЗ-120 / В.М. Кюрчев, А.І. Панченко, В.Т. Надикто // Техніка АПК. – 2003. – №8. – С. 13-14.
2. Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / В.Т. Надикто [та ін.]. – Мелітополь: ТОВ “Видавничий будинок “ММД”, 2005. – С. 242-321.
3. Сидорчук О. Науково-методичні підстави синтезу комбінованих ґрунтообробних машин / О. Сидорчук, В. Залужний // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. Наукове видання. – 2004. – №8. – С. 224-230.
4. Кіяшко В.М. Обґрунтування технологічної схеми комбінованої машини / В.М. Кіяшко // Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісн. Харк. держ. техн. ун-ту с. г. – Вип. 24. – Х., 2004. – С. 11-15.
5. Nevko R.B., Tkachenko I.G., Synii S.V., Flonts I.V. DEVELOPMENT OF DESIGN AND INVESTIGATION OF OPERATION PROCESSES OF SMALL-SCALE ROOT CROP AND POTATO HARVESTERS. – INMATEH: Agricultural engineering, vol. 49, No. 2/2016, pp. 53-60.
6. Пащенко В.Ф. Результати польових випробувань модернізованої комбінованої ґрунтообробної машини АГРО-3 / В.Ф. Пащенко, В.В. Кім, І.М. Дорожко [та ін.] // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісн. Харк. держ. техн. ун-ту с. г. – Вип. 29. – Х., 2004. – С. 166-169.
7. Пащенко В.Ф. Динаміка функціонування комбінованої ґрунтообробної машини / В.Ф. Пащенко, В.В. Кім, В.М. Кіяшко // Вібрації в техніці та технологіях / ВГАУ: Всеукр. наук. техн. журн. – № 4(36). – Вінниця, 2004. – С. 114-116.

24. О.З. Перун, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ

Рациональна організація транспортування вантажів сільськогосподарського призначення є одним з важливих елементів розвитку економіки Російської Федерації. Вантажі сільськогосподарського призначення є одним з видів масових вантажів. До них відноситься продукція сільськогосподарського виробництва: зерно, овочі, фрукти, льон і т.д. Процес виробництва сільськогосподарської продукції має специфічні особливості, пов'язані з кліматом, термінами дозрівання і термінами збиральних робіт, розміщенням посівних площ на різних видах ґрунту і т.п. У зв'язку з цим характер сільськогосподарського виробництва, і значення його продукції - визначає особливості вантажопотоку і транспортування сільськогосподарських вантажів автомобільним транспортом. Вантажопотоки відрізняються нерівномірністю напрямків, різними сезонними коливаннями і сезону заготівлі продукції. Найбільшого навантаження вантажопотоки досягають під час проведення збиральних операцій, так як в цей час в їх структурі переважно переважають масові культури. У зимовий період тенденція таких перевезень значно знижується.

До особливостей планування перевезення вантажів сільськогосподарського призначення належать:

- різкі сезонні скачки обсягів, що відбивається на затребуваності різних типів рухомого складу;
- залучення в збиральний період рухомого складу і персоналу обслуговування АТК;
- відмінність дорожніх умов, в залежності від відстані та схеми перевезення;
- в рамках дотримання агротехнічних термінів на період збиральних робіт встановлюється цілодобовий режим роботи АТК;

- створення тимчасових пунктів технічного обслуговування і ремонту рухомого складу, пунктів заправки, харчування і відпочинку водіїв;

Вибір схеми роботи збирально-транспортного комплексу визначається виходячи з відстані перевезення, стану доріг, пропускної спроможності пунктів розвантаження, розмірів полів і їх врожайності.

В даний час існує декілька типів транспортного обслуговування зернозбиральних машин з метою зменшення жорсткості їх взаємодії. При жорсткій зв'язку транспорт не повинен відлучатися від обслуговується комбайна, інакше виникають непродуктивні простой. При гнучкого зв'язку на певних інтервалах часу транспортний засіб може бути відсутнім, і це не викличе простою агрегату. Однак через точно заданий інтервал часу транспорт повинен обслужити агрегат інакше виникають простой.

Перераховані вище типи перевезення зерна відносяться до прямих перевезень, які складаються з трьох ланок: зернозбиральні машини - обслуговуючий транспорт - зерновий тік (склад). На рисунку 1 відображена схема прямих перевезень.

Існує комбітрейлерна система перевезень. При роботі такого методу зерно з комбайнів перевантажується в оборотний причіп, буксирується по полю трактором. Після їх заповнення причепа вивозяться на польову дорогу, де формується автопоїзд який, попередньо також завантажений від комбайнів, доставляє зерно на тік.

Для підвищення продуктивності збирально-транспортної ланки застосовують накопичувачі перевантажувачі [1]. Як накопичувач-перевантажувача використовуються тракторні причепа вантажопідйомністю до 17 тонн, з пристроєм для вивантаження зерна. Основним завданням даного методу є прийом зерна від комбайна в проміжках, коли транспорт відсутній, і перевантажувати зерно в який прибув транспорт. Така схема перевезень значно підвищує продуктивність збирально-транспортного комплексу, за рахунок зниження взаємообумовлених простой. Завдяки підвищенню продуктивності комплексу вдається мінімізувати втрати продукції через самоосипання.



Рис. 1. Схема прямих перевезень зерна

Схема триланкового методу перевезення зерна відображена на рисунку 2. В основному, задіяні чотири об'єкти: робоче ланка, транспортний ланка №1 і №2 і зерновий тік.

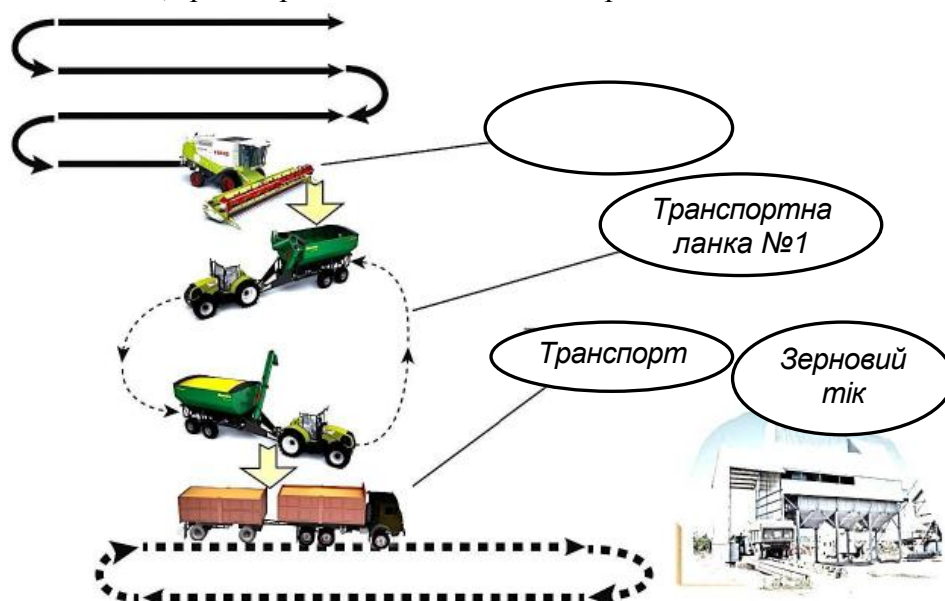


Рис. 2. Триланкова система перевезення зерна

Таким чином, процес перевезення зернових від полів до току повинен плануватися з урахуванням узгодженості роботи комбайнів і транспортних засобів з мінімізацією частки простоїв. Узгоджена робота збиральної та транспортної ланки досягається попереднім розрахунком необхідної кількості автомобільного транспорту для обслуговування комбайнів, і створенням графіка роботи комплексів.

Комплексні витрати на перевезення зернових становлять 25-30% від загальних витрат у виробництві [2]. У зв'язку з цим оптимізація трудових і матеріальних витрат на перевезення зернових - є головним завданням в цілях зниження собівартості виробництва зернових культур.

Список використаних джерел

1. Галимова Д.Р. Анализ рынка транспортно-экспедиторских услуг. / Д.Р. Галимова, А.В. Клецов // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. 2016. Т. 3. №. 2. С. 86-89.
2. Есин К.С. Методика выбора подвижного состава при уборке зерновых культур / К.С. Есин, А.Л. Севостьянов // Мир транспорта и технологических машин. – 2013. – №2(41). – С. 95-102.

25. А.М. Веремийчук, студент, С.М. Грушецький к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОТАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ТА ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ

Основна мета поверхневого обробітку ґрунту полягає в тому, щоб привести його до оптимального стану для росту культурних рослин, використовуючи для цього різні робочі органи пасивної або активної дії.

Ротаційні робочі органи машин, знарядь і агрегатів за способом їх приводу діляться на три основні групи: з активним приводом, без приводу (без приводу від ВВП трактора) і ґрунтоприводні.

До першої групи ротаційних ґрунтообробних машин відносяться ґрунтофрези, роторні плуги, просапні фрези, привод яких здійснюється від вала відбору потужності (ВВП) трактора, електро- і гідроприводу.

ґрунтообробні знаряддя з активними робочими органами не знайшли ще широкого застосування в сільськогосподарському виробництві.

Причинами цього є наступні фактори [1]:

- відносно висока енергоємність;
- порівняно низька продуктивність і робоча швидкість;
- складність конструкції і велике зношування робочих органів.

До другої групи належать ротаційні ґрунтообробні знаряддя з пасивними робочими органами: голчасті, ножові і дискові борони, мотики, лушпильники, катки, шнекові культиватори, пруткові (пластинчасті) роторні борони.

Різні виробники ґрунтообробних машин пропонують різні конструкції безприводних ротаційних робочих органів (рис. 1). Серед них найбільш широке застосування знайшли спіральні, трубчасті або пластинчасті, зубчасті, кільцеві, клиновидно-округлі, голчасті й сітчасті робочі органи.

Спіральні робочі органи найбільше підходять для роботи на перезволожених ґрунтах, а трубчасті або пластинчасті забезпечують необхідну якість обробки на сухих і не липких ґрунтах. Клиновидно-округлі і кільцеві робочі органи застосовуються також для обробки сухих ґрунтів.

Однак, на відміну від інших типів робочих органів вони добре працюють і на важких ґрунтах, де перші не завжди можуть забезпечити необхідну якість обробітку. На важких не липких ґрунтах застосовуються також голчасті робочі органи, які дозволяють вирівнювати і розпушувати ґрунт без ущільнення, а зубчасті – забезпечують рівномірне ущільнення поверхневого шару по всій ширині захвату і хороше кришіння грудок на більшості типів ґрунтів. Сітчасті ротаційні робочі органи застосовуються в основному для підготовки ґрунту під посів трав, при облаштуванні та догляді за ландшафтами.

Різновидом безприводних ротаційних робочих органів є конусоподібні барабани, робочими елементами яких можуть бути зуби (голки), ножові спіралі, гладка поверхня (каток). Осі обертання

цих робочих органів можуть бути горизонтальними або похилими, фронтально або косопоставленими (під кутом «атаки») [2].

До третьої групи відносяться ротаційні машини ґрунтоприводної дії, які отримують своє обертання шляхом кінематичного зв'язку робочих органів, батареї (секції) яких встановлюють у два і більше ряди і обладнують ланцюговими, пасовими, зубчастими та іншими передачами. Такі машини можуть працювати в режимі прискореного обертання (фрезерування) або уповільненого (загальмованого) обертання частини робочих органів і мають різні передаточні відношення механізмів (редукторів). Відомі також конструкції ґрунтоприводних знарядь, робочі органи яких кінематично пов'язані з опорними колесами машини.

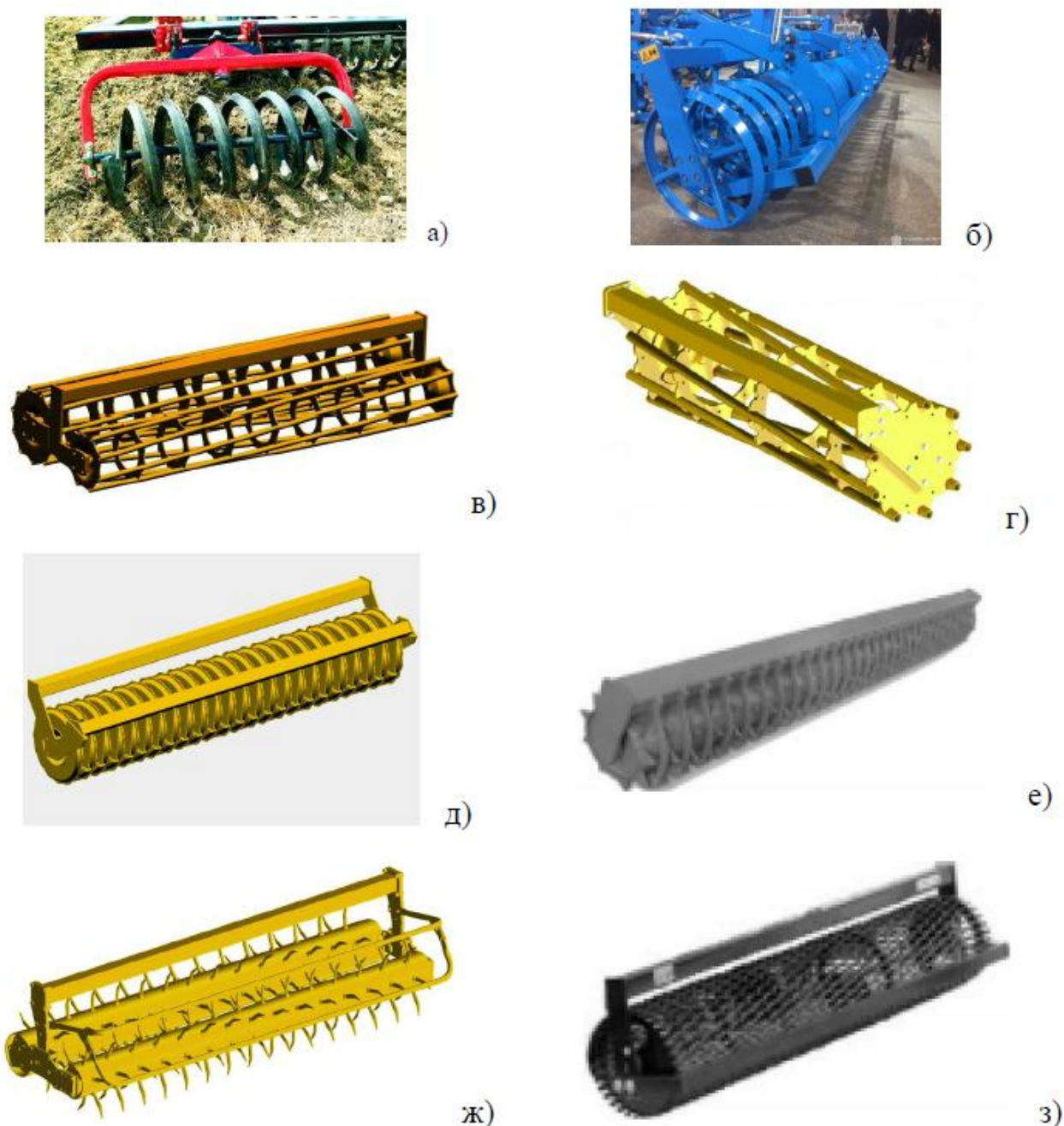


Рис. 1. Безприводні ротаційні робочі органи ґрунтообробних машин:

а – спіральний, б – кільцевий; в – трубчастий; г – пластинчастий; д – клиновидно-округлий; е – зубчастий; ж – голчастий; з – сітчастий

У даній роботі досліджуються лише безприводні ротаційні робочі органи другої групи [3].

Знаряддя з безприводними ротаційними робочими органами перспективні [4]. Вони здатні працювати в різних умовах, а на ґрунтах легких і середніх за механічним складом забезпечують інтенсивне кришіння поверхневого шару ґрунту на глибину до 0,1-0,12 м. Такі знаряддя не вимагають складної і ненадійної системи приводу від ВВП трактора. На відміну від робочих органів

розпушувального типу (лап), вони здатні самоочищатися від налипаючи частинок ґрунту і рослинних залишків. До переваг безприводних ротаційних робочих органів відносяться також:

- здатність працювати на високих швидкостях (9-15 км/год. і більше), що дозволяє більш повно використовувати енергетичні можливості сучасних швидкісних енергонасичених тракторів;
- порівняно низька енергоємність;
- простота конструкції;
- відносно висока зносостійкість;
- не вимагають ретельного догляду і ремонту.

Безприводні ротаційні робочі органи рухаються за рахунок реакції ґрунту, обертаючись у напрямку поступального руху знаряддя. Колова швидкість периметра (кінців зубів або голок) дорівнює поступальній швидкості знаряддя або незначно відрізняється від неї у бік прискорення або уповільнення.

Їх умовно можна класифікувати на кришільно-розрихлювальні, кришільно-ущільнюючі (прикочувальні) і вирівнюючі. При цьому слід підкреслити, що всім видам ротаційних робочих органів властиві взаємні технологічні функції. Наприклад, кришільно-розрихлювальні ротаційні робочі органи поряд зі своїм основним призначенням, забезпечують часткове ущільнення ґрунту і вирівнювання мікронерівностей.

Список використаних джерел

1. Адамчук, В. В. Теория центробежных рабочих органов машин для внесения минеральных удобрений [Текст] : монография / В. В. Адамчук. – К.: Аграрна наука, 2010. – 178 с.
2. Булгаков В. М. Аналітичне дослідження руху машинного агрегату [Текст] / дис...док. техн. наук 05.05.11 / В. М. Булгаков; Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт».
3. Ветохин В. И. Системные и физико-механические основы проектирования рыхлителей почвы [Текст]: дис...док. техн. наук 05.05.11 / В. И. Ветохин; Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», ОАО «Научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения им. В. П. Горячкина» ОАО «ВИСХОМ». – Киев; Москва. – 2010. – 284 с.
4. Ветохин В.И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины: Теория, расчет, результаты испытаний: монография / В.И. Ветохин, И.М. Панов, В.А. Шимонин, В.А. Юзбашев. – К.: Феникс, 2009. – 264 с.

26. І.О. Дупак, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗАГОТІВЛІ КОРМІВ ІЗ ТРАВ

Концепцією розвитку кормовиробництва в Україні на період до 2025 року поставлені завдання, серед яких особливе місце займає задача «максимального збереження поживних речовин від механічних втрат, в наслідок чого поживність сіна підвищується на 10-15%». За даними експертних оцінок, механічні втрати при заготівлі сіна з люцерни, в залежності від вологості під час збирання можуть сягати 15-45%.

В зв'язку з цим удосконалення технологічних процесів заготівлі кормів із бобових трав, спрямоване на зменшення механічних втрат - є актуальним завданням. Перспективним у цьому відношенні є спосіб заготівлі сіна, який передбачає введення нової операції зволоження висушеного на полі корму, а виконання польових операцій з інтенсифікації процесу сушіння і операції підбирання проводять після того, як зволожений корм втратив кришимість.

На сьогодні галузь кормовиробництва має в своєму розпорядженні значну кількість технологій, які дозволяють заготовляти сіно в розсипному, пресованому та подрібненому вигляді [1-4].

В залежності від способу висушування трав розроблені технології можна розділити на дві групи, технології, які передбачають висушування сіна в полі (рис. 1) та з досушуванням активним вентиляванням (рис. 2).

Застосовуються технології, які дозволяють заготовляти сіно в розсипному та пресованому вигляді.

Досушування подрібненої трави здійснюють як на відкритих майданчиках, так і в сіносховищах сарайного або баштового типів.

При заготівлі сіна в подрібненому вигляді використовуються косарки-подрібнювачі, підбирачі-подрібнювачі або силосні комбайни, обладнані підбирачем. Заслужують на увагу самозавантажувальні візки Titan та 5XL від Krone. Подрібнена маса подається в транспортні засоби і доставляється до місць зберігання.

Збирання трав в подрібненому вигляді має ряд переваг: зникає необхідність подрібнювання корму при згодовуванні, підвищується продуктивність праці, зменшуються втрати поживних речовин. До недоліків подрібненого сіна відноситься те, що сіно часто самозапалюється при зберіганні.

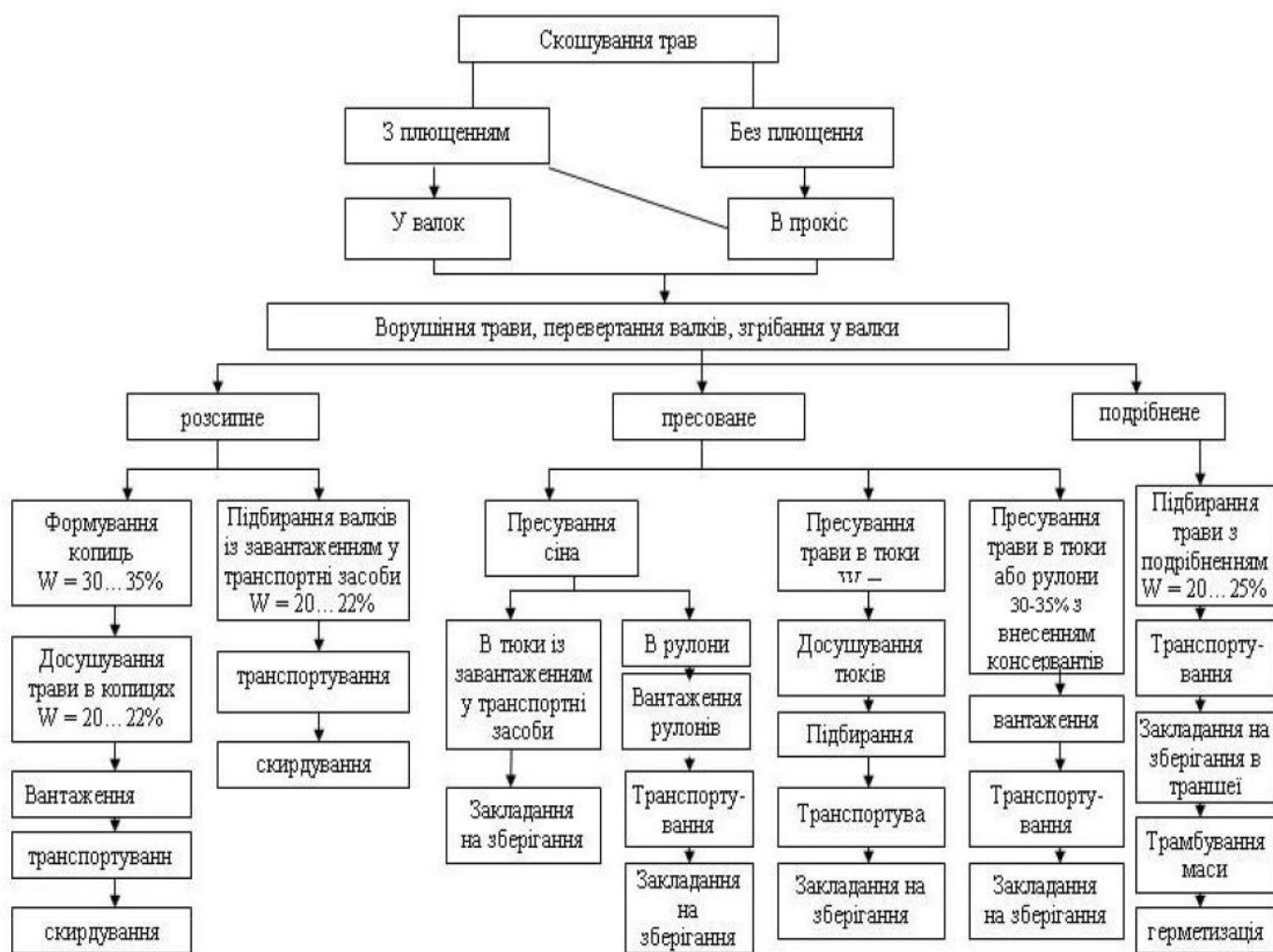


Рис. 1. Технологічна схема заготівлі сіна із сушінням трави в полі

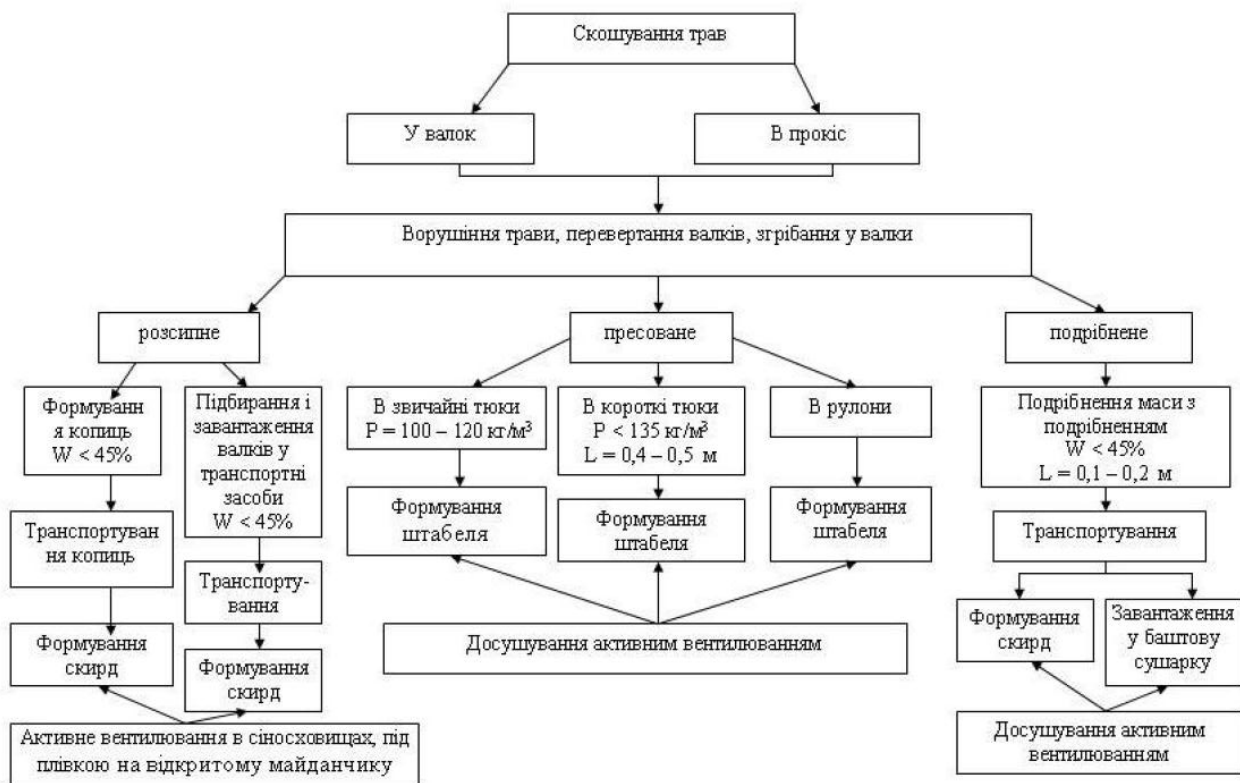


Рис. 2 Технологічна схема заготівлі сіна з досушуванням з активним вентиляванням

Список використаних джерел

1. Альошин Н. В. Индустриальная технология производства кормов / Н. В. Альошин. – М. : Агропромиздат, 1986. – 175 с.
2. Бабич А. О. Довідник по заготівлі та зберіганню кормів / А. О. Бабич, С. Й. Олішинський, В. А. Ясенецький та інші. – Київ: Урожай, 1989. – 176 с.
3. Петриченко В. Ф. Виробництво, зберігання і використання кормів / И. П. Орлов, Д. И. Николаева, Е. И. Боровикова. – Вінниця, 2003. – 444 с.
4. Поединок В. Е. Комплексная механизация заготовки кормов / В. Е. Поединок. – М. : Агропромиздат, 1986. – 223 с.

27. *А.П. Семенов, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет*

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ВИРОЩУВАННЯ РІПАКУ В УКРАЇНІ ТА ЗА КОРДОНОМ

Ріпак належить до провідних олійних культур в Україні та світі. Насіння його має широке технічне та продовольче застосування, що підтверджується стабільним попитом. Тож на внутрішньому ринку на нього формуються високі закупівельні ціни. Разом з тим, аграрії знаходяться у постійному пошуку оптимального співвідношення витрат на виробництво та доходів від реалізації продукції.

Світове виробництво

Ріпак належить до провідних олійних культур світового господарства. За обсягами світового виробництва поступається лише сої. Дані Міністерства сільського господарства США (USDA) за травень 2018 року свідчать, що світове виробництво олійного насіння у 2016–2017 маркетинговому році (МР) становило 566 млн. т, з яких частка соєвих бобів перевищила 61%, ріпаку – 12%.

Упродовж останніх восьми сезонів світове виробництво ріпаку сягало понад 60 млн. т. Проте рекордних обсягів було досягнуто у 2013–2014 МР за виробництва цього олійного насіння на рівні 71,7 млн. т. У наступні періоди спостерігалось поступове зменшення валового виробництва ріпаку. На це впливало скорочення площ під культурою. Так, площа вирощування ріпаку поточного сезону становила 33,7 млн. га, що на 0,47 тис. менше попереднього періоду. При цьому урожайність сягала близько 2,0 т/га, що на рівні останніх трьох сезонів.

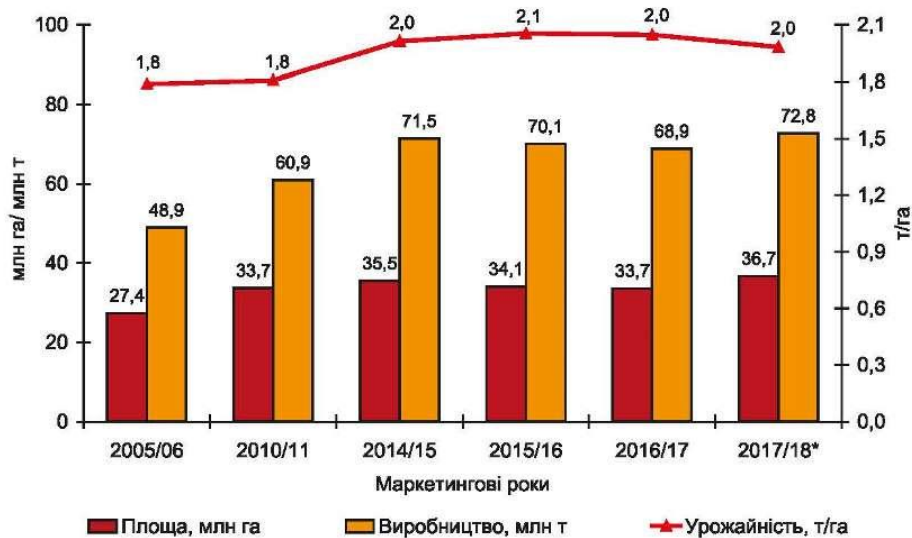


Рис. 1. Динаміка світового виробництва ріпаку

Джерело: USDA, травень, 2018 рік

Найбільшим виробником ріпаку є країни Європейського Союзу. Поточного сезону вони виробили 20,4 млн т насіння, що становило майже 30% світового врожаю. До провідних виробників ріпаку належать також Канада з обсягом виробництва на рівні 18,5 млн. т, Китай (13,5 млн. т) та Індія (7,0 млн. т), які одночасно є найбільшими споживачами цього насіння.

Споживання та торгівля

Зменшення виробництва ріпаку не впливало на скорочення обсягів його споживання. У 2016–2018 МР споживання ріпаку перевищило 71 млн. т, що більше порівняно з попереднім періодом на 0,4% та перевищує обсяги виробництва на 2,2 млн. т. Як наслідок, запаси цього насіння зменшилися. На кінець поточного сезону вони становитимуть близько 4,8 млн, що майже на третину менше минулорічного.

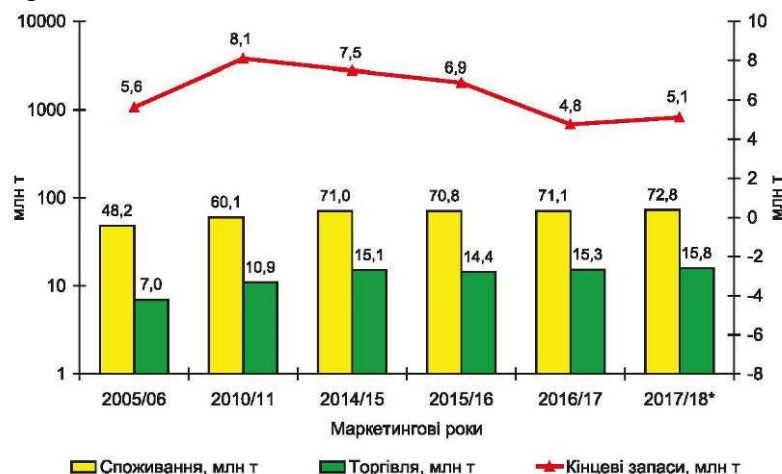


Рис. 2. Динаміка світового споживання ріпаку

Джерело: USDA, травень, 2018 рік

Зростаючий попит на це насіння вплинув на підвищення активності світової торгівлі. Нинішнього сезону експорт ріпаку становитиме 15,3 млн. т, що майже на 6,2% менше порівняно з попереднім роком. Найбільшим експортером цього насіння є Канада, яка поточного сезону продала на зовнішніх ринках 10,4 млн. т, що становить 56% внутрішнього виробництва та понад дві третини загальної світової торгівлі.

Вітчизняне виробництво

За обсягами виробництва олійних культур в Україні ріпак поступається соняшнику та соєвим бобам. Дані Держстату України свідчать, що площі збирання ріпаку торік сягали 449 тис. га, або на третину менше попереднього року. Валове виробництво цього насіння становило 1,15 млн. т. Порівняно з попереднім роком середня урожайність культури знизилася до 25,7 ц/га, або на 0,2 ц/га, а загальне виробництво ріпаку зменшилося на третину.

В Україні домінує виробництво ріпаку озимого. Його частка у структурі посівних площ 2016 року становила 91%. Урожайність озимого ріпаку дорівнювала 26,5 ц/га, тоді як ярого (кольза) знаходилася на рівні 17,4 ц/га. Найбільші площі під ріпаком озимим були зосереджені у Хмельницькій (43,1 тис. га), Тернопільській (40,1), Одеській (36,9), Львівській (35,5), Вінницькій (34,1) областях; ярим – Львівській (8,6 тис. га), Тернопільській (4,0).

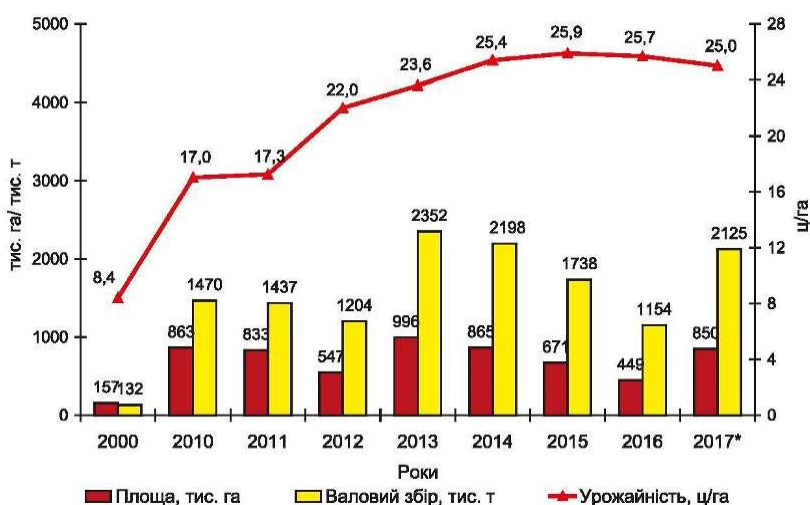


Рис. 3. Динаміка виробництва ріпаку в Україні
Джерело: Держстатслужба України, 2017 рік

Основними виробниками ріпаку є сільськогосподарські підприємства. Так, за підсумками минулого року у великих та середніх господарствах було зібрано понад 97% загального врожаю цієї культури.

Список використаних джерел

1. Дані Міністерства сільського господарства США USDA [електронний ресурс] https://www.nass.usda.gov/Quick_Stats/
2. Держстатслужба України [електронний ресурс] <http://www.ukrstat.gov.ua/>

28. Т.М. Коваль, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

КЛАСИФІКАЦІЯ ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Класифікація подрібнювальних апаратів кормозбиральних машин охоплює їх головні ознаки, що не дає повної картини для вибору чи вдосконалення того чи іншого вузла апарата [1-3].

В основі класифікації [4] лежить характер руху леза різального апарата та його взаємодія з листостебловим матеріалом та конструкційні особливості. Враховуючи наявний досвід і зміну конструкцій подрібнювальних апаратів, які постійно удосконалюються у напрямку збільшення пропускної здатності, збільшення надійності та зменшення енергоємності процесу різання є необхідність у доповненні класифікації подрібнювальних апаратів кормозбиральних машин та розкритті основних і другорядних класифікаційних ознак (рис. 1, 2) [4].

За характером перебігу процесу різання бітерно-ножовий апарат найбільш відповідає набору дискових різальних апаратів за кількістю ножів, що використовуються в ньому. Однак відмінностями при цьому є:

- переміщення протирізального елемента (пальців бітера), а не ножа;
- подача маси вподовж, а не поперек різальної пари;
- можливість використання обертального руху різального елемента;
- об'єднання в бітері як протирізального, так і живильного елемента.

Бітерно-ножовий апарат, що розглядатиметься в подальшому, слід від нести до апаратів багатоплощинного безперервного ковзаючого різання з обертним рухом різального елемента. Напрямок подачі маси вподовж різальної пари виконується бітером. Різальна крайка плоского ножа криволінійна або колова. Відведення матеріалу після різання – методом проштовхування.

Запропонована класифікація дає можливість визначити напрямки удосконалення при розробці нових науково обґрунтованих конструкційних рішень подрібнювальних апаратів.

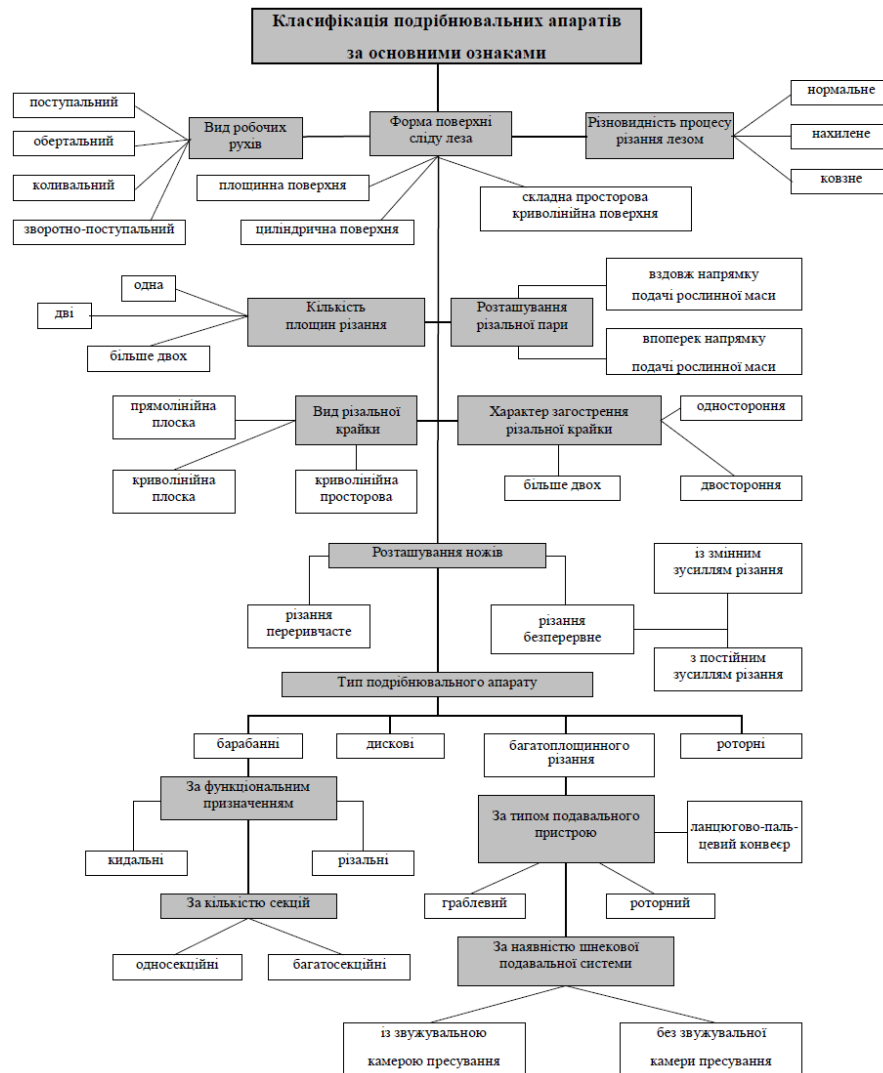


Рис. 1. Схема класифікації подрібнювальних апаратів за основними ознакам

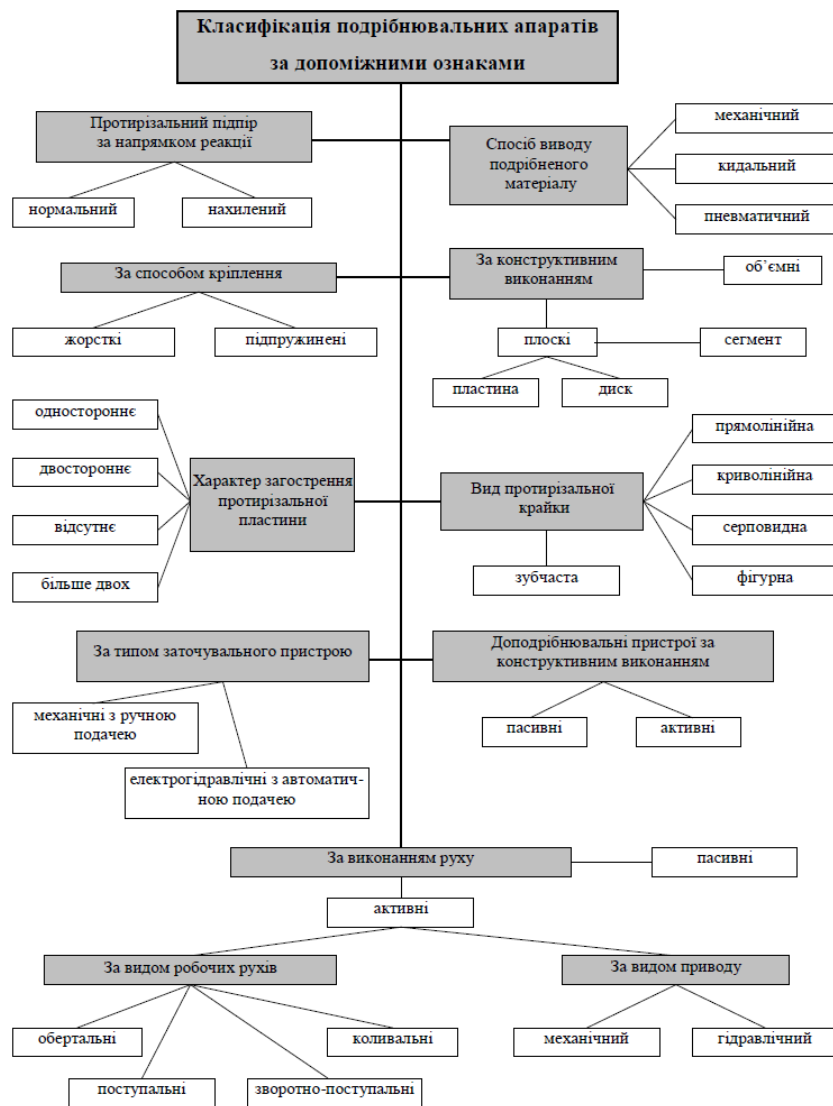


Рис. 2. Схема класифікації подрібнювальних апаратів за допоміжними ознаками

Список використаних джерел

1. Грушецький С.М. Удосконалення технологічних процесів заготівлі кормів із бобових трав / С.М. Грушецький, С.Ю. Кондратюк // Матеріали XII Всеукр. наук.-прак. конф. студ. та молодих науковців, "Перші наукові кроки – 2018" : зб. наук. праць / за заг. ред. Ю.І. Панцира, Т.Д. Іщенко, В.І. Дуганця, О.М. Семенова. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О.В., 2018. – С. 55.
2. Грушецький С.М. Особливості конструкцій подрібнювальних апаратів машин для підбирання маси [Текст] / С.М. Грушецький, Т.М. Коваль // Матеріали IV Всеукр. наук.-прак. конф., "Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь" : зб. наук. праць / за заг. ред. С.С. Добранський. – Житомир : АТК, 2018. – С. 122-124.
3. Измельчающие аппараты современных кормоуборочных комбайнов / М. И. Белов, А. Ю. Губернский, П. И. Гаджиев [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 3. – С. 43-50.
4. Кузьменко В.Ф. Класифікація подрібнювальних апаратів кормозбиральних машин / В.Ф. Кузьменко, О.В. Холодюк // Механізація та електрифікація сільського господарства : міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ "ІМЕСГ", 2005. – Вип. 89. – С. 298-304.

29. С.М. Кишко, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

ПРИВОД ДВОНОЖОВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА

Скошування рослинної маси є енергоємною операцією технологічного процесу заготівлі сухих кормів чи кормів на основі зеленої маси. Підвищення продуктивності косарок скоротить терміни збирання врожаю зі збільшенням об'єму, причому шляхами забезпечення зростання є збільшення ширини захвату або підвищення поступальної швидкості агрегату з одночасним

збільшенням відносної швидкості різання. Для косарок підпорного зрізування, як найбільш поширених та, порівняно з ротаційними, менш енергоємних, підвищення відносної швидкості руху різального апарата призводить до значного зростання величин інерційних зусиль в елементах привода машин вказаного типу.

На основі аналізу й синтезу літературних джерел, експлуатаційних даних аналогів конструкцій косарок даного типу впливає, що зменшення енергоспоживання під час їх робочого циклу є досить складним, але перспективним завданням. Враховуючи це, в роботі поставлено мету розробити енергозберігаючий привод косарки сегментно-пальцевої, що забезпечить задану відносну швидкість різального апарата зі зменшенням негативних дій інерційних сил на привод та енергоспоживання.

В роботі [1, 2] запропоновано привод двоножового різального апарата, що містить встановлений в корпусі приводний вал з механізмом переміщення ножів в протифазі та має важелі, кожен з яких з'єднаний з ножом і підпружинений за допомогою пружних елементів, розташованих по обидві сторони від важеля і сполучені між собою, рис. 1.

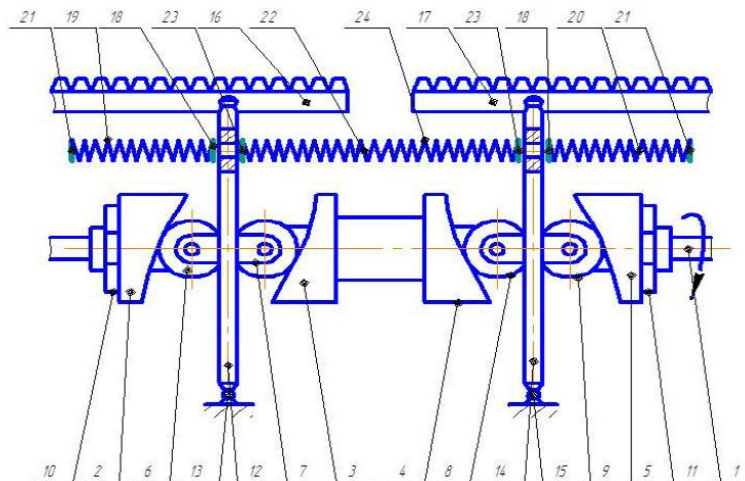


Рис. 1. Привод двоножового різального апарата:

1 - приводний вал; 2,3,4,5 - кулачки; 6,7,8,9 - ролики; 10,11 - гайки; 12,15 - шарніри; 13,14 - важелі; 16,17 - ножі; 18,21,23 - упори; 19,20,24 - пружини; 22 - стягувальний стержень.

Такий механізм вважається повністю зрівноваженим і розвантаженим від інерційних сил пружними елементами привода різального апарата. Це дозволяє значною мірою підвищити швидкості різання, а отже і продуктивність різального апарата.

Підсумовуючи викладений матеріал, можна виділити наступне:

За попередньою оцінкою було встановлено, що збільшення поступальної швидкості (продуктивності) машини найефективніше досягається при закономірному збільшенні швидкості руху ножа або його двійних ходів (частоти). Особливого ефекту досягається із введенням пружних елементів в конструкцію приводів різального апарата зі зворотно-поступальним рухом ножа.

Список використаних джерел

1. Пат. 2021668 Российская Федерация, МПК7 A01D34/76. Привод двухножевого режущего аппарата / Бойко Л.И., Пресняков Г.А., Михалькевич И.В., Рыбаков Г.В.; заявитель и патентовладелец Институт надежности машин АН Беларуси. – № 4903404/15; заявл. 22.01.1991; опубл. 30.10.1994, Бюл. №10.
2. Бабій А.В. Дослідження кінематичних параметрів приводного механізму сегментно-пальцевого різального апарату / А.В. Бабій, М.В. Бабій, А.Й. Матвійшин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 134 "Технічний сервіс машин для рослинництва". Харків, 2013. – С.123-129.

30. Г.М. Ніскоромний, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет

СТРУКТУРНА СХЕМА ВУЗЛІВ І АГРЕГАТИВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Ефективність сільськогосподарського виробництва значною мірою залежить від працездатності сільськогосподарської техніки в різних умовах експлуатації. Сучасна

сільськогосподарська техніка являє собою складні енергонасичені комплекси, працездатність яких залежить від надійності її функціональних систем. Нині в Україні щорічно використовується більше 50 млн. тонн моторних паливних, вироблених з нафти, із них 5,5 млн. тонн припадає на дизельне пальне (ДП), з яких 1,9 млн. тонн застосовується в АПК.

Підвищення цін на пально-мастильні матеріали (ПММ) викликане, головним чином, зменшенням нафти у надрах Землі, і залежністю держави у нафтопродуктах за рахунок імпорту на 85...90%. Крім того, застосування мінеральних ПММ призводить до значної кількості шкідливих викидів, що забруднюють навколишнє середовище. Ці факти спонукають до впровадження альтернативних видів ПММ рослинного походження. В більшості своїй вони значно відрізняються від нафтових своїми фізико-хімічними властивостями, які впливають як на організацію робочого процесу, так і на екологічні та техніко-економічні показники сільськогосподарської техніки (СГТ), призводячи до збільшення відмов вузлів і агрегатів функціональних систем. Таким чином, існує народно-господарська проблема підвищення надійності СГТ при застосуванні альтернативних видів ПММ рослинного походження. Суть проблеми полягає у тому, що внаслідок застосування ПММ рослинного походження щорічно відмовляють додатково 15...20 % СГТ, які експлуатуються в Україні. Негативними наслідками вказаної проблеми є підвищення експлуатаційних витрат на утримання СГТ в працездатному стані, які сягають майже 1/3 її балансової вартості, та недоотримання сільськогосподарської продукції. Причиною існування цієї проблеми є наступне: конструкційні матеріали, які застосовують для виготовлення деталей вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ, не призначені до роботи в середовищі біопально-мастильних матеріалів (БПММ). Шляхами вирішення вказаної проблеми є адаптація вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ до роботи в середовищі БПММ та раціональний підбір ПММ рослинного походження. Вирішення даної народногосподарської проблеми не можливе без вирішення науково-технічної проблеми. Сутність якої полягає в розробці методології підвищення надійності сільськогосподарської техніки при використанні БПММ. Усе це обумовлює необхідність проведення наукових досліджень.

На працездатність функціональних систем впливає багато різноманітних факторів, які заздалегідь передбачити і врахувати не можливо. Основні фактори, які впливають на надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки можна зобразити у вигляді блок-схеми (рис. 1).

Розглянемо функціональні системи вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки при експлуатації на мінеральних і біологічних ПММ (рис. 2) [1-3].



Рис. 1. Блок-схема основних факторів, які впливають на надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки

Усі приведені фактори є причиною одного наслідку – поява в певний проміжок часу відмови або несправності, частота і трудомісткість усунення яких і характеризує надійність вузлів і агрегатів СГТ.

Можливі несправності функціональних систем СГТ розділяють на несправності, які характеризуються неприпустимі кількісні зміни будь-якого параметру вузла або агрегату, і інші, які оцінюються зміною структурних взаємозв'язків в системі.

В процесі експлуатації СГТ із-за зношування її деталей і порушення герметичності змінюються параметри, які характеризують працездатність вузла або агрегату в цілому.

Втрата працездатності вузлів і агрегатів може відбуватися по причині виходу любого параметру за межі допустимої величини, або внаслідок порушення їх функціональних властивостей. Поступові відмови виникають в результаті протікання того чи іншого процесу старіння, який погіршує початкові параметри елементів функціональної системи.

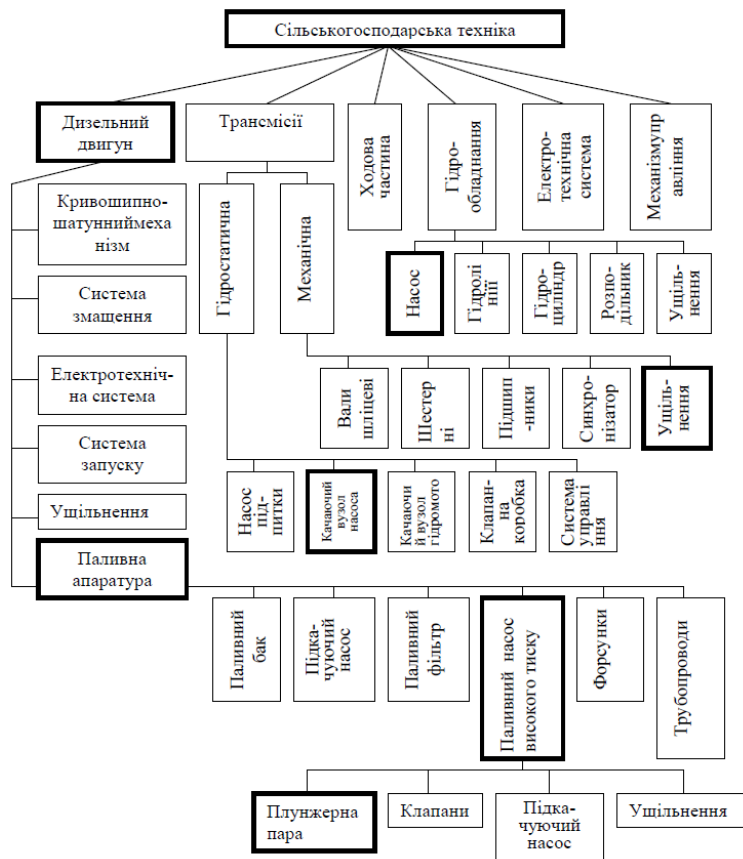


Рис. 2. Структурна схема вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки

Список використаних джерел

1. Zhuravel D.P. Energo - ecological aspects of biofuel use // DP. Zhuravel, K.G. Petrenko // Collection of scientific works of the International scientific and practical conference "Ecological entrepreneurship in APV", June 12 - 14, 2008 - Melitopol, 2008 - No. 2. - P. 45-47.
2. Патент України № 70726U, МПК G01N 3/56. Машина тертя / Д. П. Журавель. – № у 2011 13905; заявл. 25.11.2011; опубл. 25.06.2012, бюл. № 12.
3. Журавель Д.П. Методологія оцінки надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів/Д.П. Журавель//Вісник Сумського національного аграрного університету: наук. журнал / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип.10/3 (31). – С. 66-72.– (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

31. Д.В. Лахтін, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ ТЕПЛООБМІННИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИЛУЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ҐРУНТУ

Низькопотенційне тепло Землі може використовуватися в різних типах будівель і споруд багатьма способами: для опалення, гарячого водопостачання, кондиціонування (охолодження) повітря, обігріву доріжок в зимову пору року, для запобігання зледеніння, підігріву полів на відкритих стадіонах і т. д. У англомовній технічній літературі системи, що в своїй роботі

використовують низько потенційне тепло Землі позначаються як «GHP» – «geothermal heat pumps», геотермальні теплові насоси [1].

Кліматичні характеристики країн Центральної і Північної Європи, які разом із США та Канадою є головними районами використання низькопотенційного тепла Землі, визначають головним чином потреби в опаленні зимою. На відміну від США, теплові насоси в європейських країнах працюють в основному в режимі опалення. У США теплові насоси частіше використовуються в системах повітряного опалення, суміщеного з вентиляцією, що дозволяє як підігрівати, так і охолоджувати зовнішнє повітря. Оскільки ефекти-вність теплових насосів збільшується при зменшенні різниці температур випарника і конденсатора, часто для опалювання будівель використовуються системи підлогового опалення, в яких циркулює теплоносієм відносно низької температури (35-40 °C) [1].

За останні десять років кількість систем, що використовують для тепло та холодопостачання будівель низькопотенційне тепло Землі за допомогою теплових насосів, значно збільшилася. Найбільше число таких систем використовується в США. Багато таких систем функціонують в Канаді, країнах Центральної та Північної Європи: Австрії, Німеччини, Швеції та Швейцарії. Швейцарія лідирує за величиною використання низькопотенційної теплової енергії Землі на душу населення [1].

Технічні засоби для збору низькопотенційної енергії поверхневих шарів ґрунту, або системи теплозбору, в загальному випадку включають в себе ґрунтовий теплообмінник і трубопроводи, з'єднані між собою теплонасосним обладнанням. В загальному випадку можна виділити два види систем теплозбору – відкриті системи і замкнуті системи [2, 3]. Відкриті системи в якості джерела низькопотенційної теплової енергії використовуються ґрунтові води, що підводяться безпосередньо до теплових насосів (рис. 1) [1].

Основна частина відкритих систем – свердловини, що дозволяють витягати ґрунтові води з водоносних шарів ґрунту і повертати воду назад в ті ж водоносні шари. Зазвичай, для цього виконуються парні свердловини. Перевагою відкритих систем є можливість отримання великої кількості теплової енергії при відносно низьких витратах. Однак свердловини потребують обслуговування [1]. Крім цього, використання таких систем можливе не у всіх місцевостях.

В замкнутих системах теплообмінники розташовані в ґрунтовому масиві; при циркуляції по ним теплоносія із зниженою щодо ґрунту температурою відбувається «відбір» теплової енергії від ґрунту і перенесення її до випарника теплового насоса (або, при використанні теплоносія з підвищеною щодо ґрунту температурою, його охолодження).



Рис. 1. Схема відкритої системи використання низькопотенційної теплової енергії ґрунтових вод

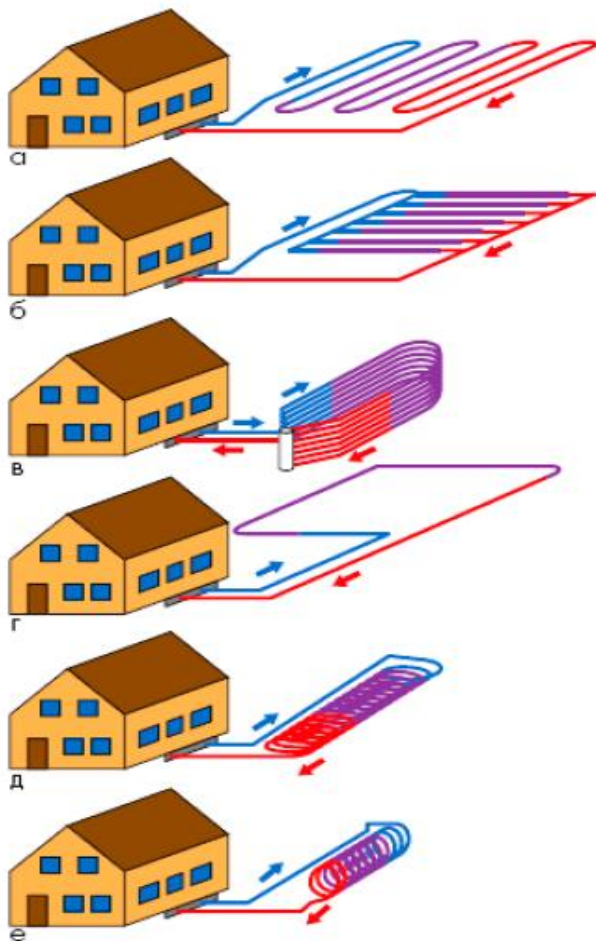


Рис. 2. Види горизонтальних ґрунтових теплообмінників:

а – теплообмінник з послідовно з'єднаних труб; б – теплообмінник з паралельно сполучених труб; в – горизонтальний колектор, покладений в траншеї; г – теплообмінник у формі петлі; д – теплообмінник у формі спіралі, розташованої горизонтально (так званий «slinky» колектор); е – теплообмінник у формі спіралі, розташованої вертикально

Замкнуті системи, в свою чергу, поділяються на горизонтальні і вертикальні. Горизонтальний ґрунтовий теплообмінник (в англійській літературі використовуються також терміни «ground heat collector» і «horizontal loop») розміщується, як правило, поруч з будинком на невеликій глибині (але нижче рівня промерзання ґрунту в зимовий період). Використання горизонтальних ґрунтових теплообмінників обмежене розмірами наявної площадки. У країнах Західної і Центральної Європи горизонтальні ґрунтові теплообмінники зазвичай являють собою окремі труби, покладені відносно щільно і сполучені між собою послідовно або паралельно (рис. 2-а; 2-б). Для економії площі ділянки, були розроблені та вдосконалені різні типи теплообмінників, наприклад, теплообмінники у формі спіралі, розташованої горизонтально або вертикально (рис 2-д; 2-е). Якщо система з горизонтальними теплообмінниками використовується тільки для отримання тепла, її нормальне функціонування можливе тільки за умови отримання достатньої кількості тепла з поверхні землі за рахунок сонячної радіації. З цієї причини поверхня вище теплообмінників повинна бути піддана впливу сонячних променів [1].

Схема опалення та гарячого водопостачання одноквартирного житлового будинку за допомогою теплонасосної установки з вертикальним ґрунтовим теплообмінником наведена на рис. 3 [1].

На основі аналізу оглянутої літератури складено класифікацію ґрунтових теплообмінників за конструкційно-технічними ознаками (рис. 4).

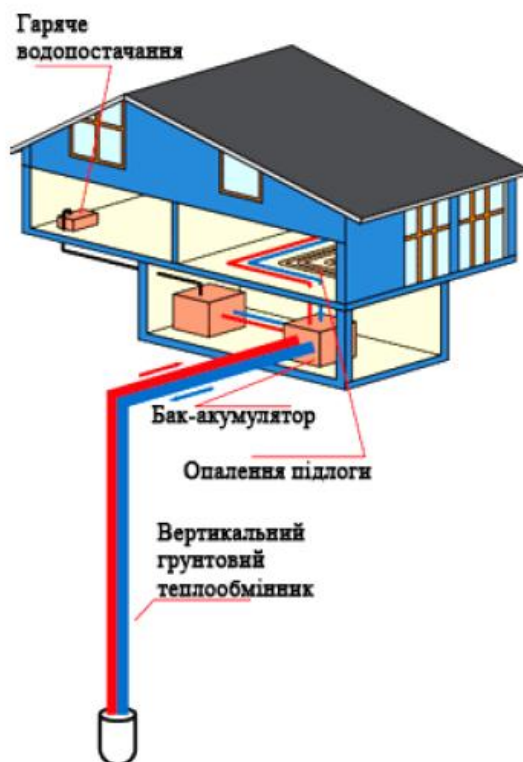


Рис. 3. Схема опалення та гарячого водопостачання одноквартирного житлового будинку за допомогою теплонасосної установки з вертикальним ґрунтовим теплообмінником

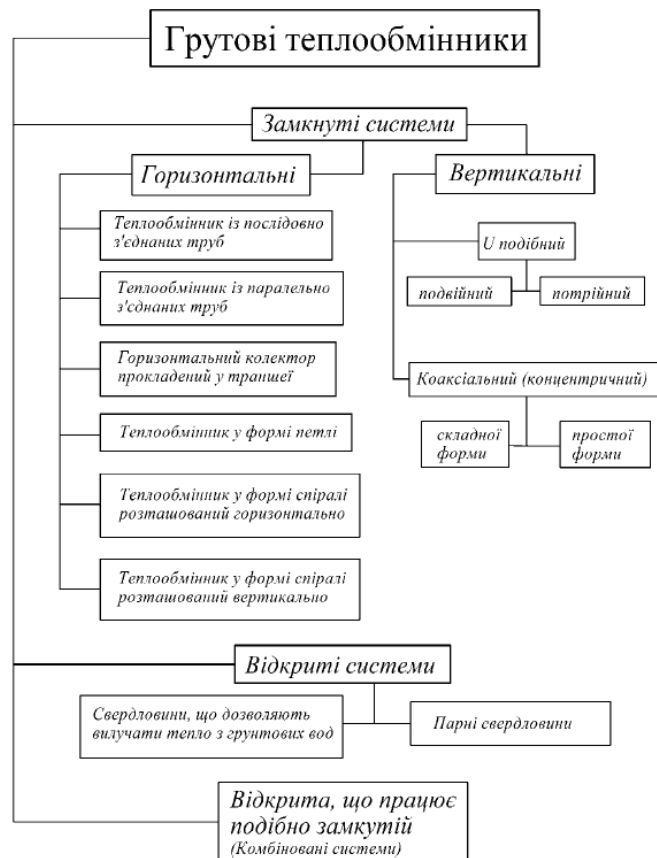


Рис. 4. Класифікація ґрунтових теплообмінників за конструкційно-технічними ознаками

Список використаних джерел

1. Лахтін Д.В. Обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів ґрунтового теплообмінника для вентиляції тваринницьких приміщень [Текст] : наук. роб. : 05.05.11 / Лахтін Д.В., Грушецький С.М. – Харків, 2018. – 109 с.
2. Грушецький С.М. Експериментальна установка для визначення показників роботи вертикального ґрунтового теплообмінника [Текст] / С.М. Грушецький, Д.В. Лахтін // Матеріали IV Всеукр. наук.-прак. конф., “Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь” : зб. наук. праць / за заг. ред. С.С. Добранський. – Житомир : АТК, 2018. – С. 116-118.
3. Грушецький С.М. Конструкційно-технологічна схема ґрунтового теплообмінника / С.М. Грушецький, Д.В. Лахтін // Матеріали XII Всеукр. наук.-прак. конф. студ. та молодих науковців, “Перші наукові кроки – 2018” : зб. наук. праць / за заг. ред. Ю.І. Панцира, Т.Д. Іщенко, В.І. Дуганця, О.М. Семенова. – Кам’янець-Подільський : ФОП Сисин О.В., 2018. – С. 62.

32. С.М. Грушецький к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет АНАЛІЗ І ВИБІР ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Як показує практика використання збиральних агрегатів [1-3 та ін.], при оптимальних умовах збирання (низька засміченість поля бур'янами і камінням, відмерле бадилля, вологість ґрунту 18%-22%, тип ґрунту – легкий суглинок та ін.) – в бункері комбайна є ґрунтові і рослинні домішки. Тим часом, до збиральних машин (комбайнів) висуваються вельми жорсткі АТВ: чистота бульб в тарі 95% і вище, пошкодження - до 5%-10% і втрати бульб не більше 4%-6% [4].

Проведемо аналіз конструкцій основних і допоміжних робочих органів сучасних картоплезбиральних машин, на прикладі комбайнів (рис. 1). Відзначимо, що картоплекопачі і копачі-навантажувачі в більшості випадків є спрощеними варіантами комбайнів (по кількості робочих органів і виконуваних технологічних операціям [4]).

Головне завдання збиральної машини – це витяг бульбоносного пласта з поля і виділення з нього коренебульбоплодів. Тому розділимо всі конструктивні елементи збиральної техніки на дві групи (рис. 1). Перша група – основні робочі органи: 1) підкопуючі; 2) сепаруючі (первинна та вторинна сепарація), у тому числі органи для відділення ґрунтових і рослинних домішок (видаляють бадилля) і 3) грудкоруйнуючі; Друга група – допоміжні робочі органи і вузли: 4) рама; 5) ходова частина; 6) привідні механізми і вузли; 7) пристрої і конструктивні елементи для тимчасового зберігання бульб (бункери, тара та ін.); 8) транспортуючі робочі органи.

У випадку, якщо робочий орган або вузол відноситься і до першої і до другої групи, наприклад, сепаруючий транспортер (відокремлює домішки і транспортує бульби), то класифікуємо його як основний орган. Органи первинної сепарації [5] діляться на дві групи (для відділення – 1) ґрунтових і 2) рослинних домішок). Органи вторинної сепарації – це в основному пальчасті гірки, різних конструкцій, що використовуються для доочистки бульб від дрібних ґрунтових і рослинних домішок.

Незважаючи на наявність великих досліджень питання механізованого збирання картоплі [5], тривають і сьогодні, позначені нами невирішені проблеми в більшості випадків пов'язані з недосконалістю підкопуючих, грудкоруйнуючих, сепаруючих і деяких інших робочих органів.

Враховуючи намічені перспективні напрямки науково-обґрунтованої модернізації збиральних машин, наші дослідження (теоретичні та експериментальні) проводитимуться в наступній послідовності (згідно з порядком, переміщення вороху по технологічному ланцюжку збиральних машин): 1) підкопуючі робочі органи; 2) грудкоруйнуючі; 3) органи первинної сепарації для відділення рослинних домішок (відокремлювач бадилля) і 4) органи вторинної сепарації для доочищення вороху від ґрунту і дрібних рослинних домішок.



Рис. 1. Класифікація робочих органів і вузлів картоплезбиральних машин
 – перспективні напрямки вдосконалення робочих органів

Список використаних джерел

1. Бойко А.И. Обоснование параметров и повышение надежности комкоразрушающего органа картофелеуборочных машин / А.И. Бойко // дис. ... канд. техн. наук. – Рязань, 2005. – 175 с.
2. Борячев С. Н. Обоснование параметров и разработка ботвоудаляющего рабочего органа картофелеуборочных машин / С. Н. Борячев // дис. ... канд. техн. наук. – Рязань, 2000. – 147 с.
3. Рембалович Г.К. Повышение эффективности функционирования и надежности сепарирующей горки картофелеуборочных машин / Г.К. Рембалович // дис. ... канд. техн. наук. – Саранск, 2005. – 167 с.
4. Грушецький С.М. Обґрунтування конструкції і параметрів лемішно-полицевого картоплекопача з барабанним сепаратором картопляного вороху : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Грушецький Сергій Миколайович. – Вінниця, 2008. – 285 с.

33. О.В. Натолочний, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет

ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ СЕПАРУЮЧИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Основним робочим органом за допомогою якого можна регулювати величину подрібнених частинок зерна, що являється головним показником якості приготування кормів, а також від калібрування частинок на зерноочисних машинах є решета. Завдяки своїй універсальності решета застосовуються в різних галузях промисловості: харчовій, будівельній, хімічній, медичній, гірничій, а також у сільському господарстві. Вони встановлюються у дробарках, крупорушках та зерноочисних машинах і можуть застосовуватися на всіх стадіях переробки, очищення, сепарація, калібрування, сортування, луцення та подрібнення зерна.

Очищення зернових культур від домішок проводиться за допомогою решітних сепараторів різної конструкції, які дозволяють відкалібрувати зерно за розміром та формою. У решітних сепараторах завдяки просіюванню через решето вихідний матеріал розподіляється на фракції, які мають різні за розмірами частки. Отвори решіт, залежно від призначення, можуть бути різної форми (рис. 1): прямокутні подовгуваті (а, б, в, г, д), трикутні (ж), лійкоподібні (з). Крім цих є ще отвори: жолобчасті, ромбоподібні, шестикутні, зірчасті та округлі. Розташування отворів також може бути різним: рядами по шестикутнику або в шаховому порядку (з, к, л).

Деякі з представлених конструкцій сепаруючих решіт використовуються на зерноочисних машинах типу ОВС, БИС та БЦС [1-4], які призначені для первинної та вторинної очистки зернових культур від смітєвих домішок на токах та в закритих складських приміщеннях. Крім того решета встановлюються на сепараторах: БСХ, ЗВС-25, ЗАВ-40, КЗ4-40, МЗП-50, СПО-50 та Р6-СВС-6, що застосовуються для попередньої та первинної очищення зернових і олійних культур при підготовці насіння до посіву [5]. Промисловість випускає машини не великої продуктивності з аналогічним принципом роботи: сепаратор вібровідцентровий зерновий Р8-БЦСМ-50 та Р8-БЦСМ-25 продуктивністю 50 та 25 т/год. В цілому обладнання для обробки зернового матеріалу відрізняється широким асортиментом машин, які обладнані досить великою різноманітністю решіт з отворами різної конфігурації.

У гірничій промисловості решета використовуються у грохотах при виконанні операції сортування, яка виконується з метою попереднього поділу роздробленого каменя і гравійної суміші на окремі сорти за розмірами (фракції). Робочою поверхнею у грохотах називають плоскі, рідше циліндричні або конічні поверхні, що мають отвори, на яких здійснюється процес розділення матеріалу. Застосовуються решета виготовлені із сталевих листів з штампованими або просвердленими отворами різної форми [6].

У сільськогосподарському виробництві, комбікормовій та мукомельній промисловості найбільшого розповсюдження отримали молоткові подрібнювачі із застосуванням у конструкції решітних сепаруючих робочих органів. За допомогою таких сепараторів контролюється крупність помелу, а значить і якість вихідного продукту. Практикою експлуатації подрібнювачів зернового матеріалу відмічається низька довговічність решіт, напрацювання до відмови яких становить не більше 1000-1070 т.

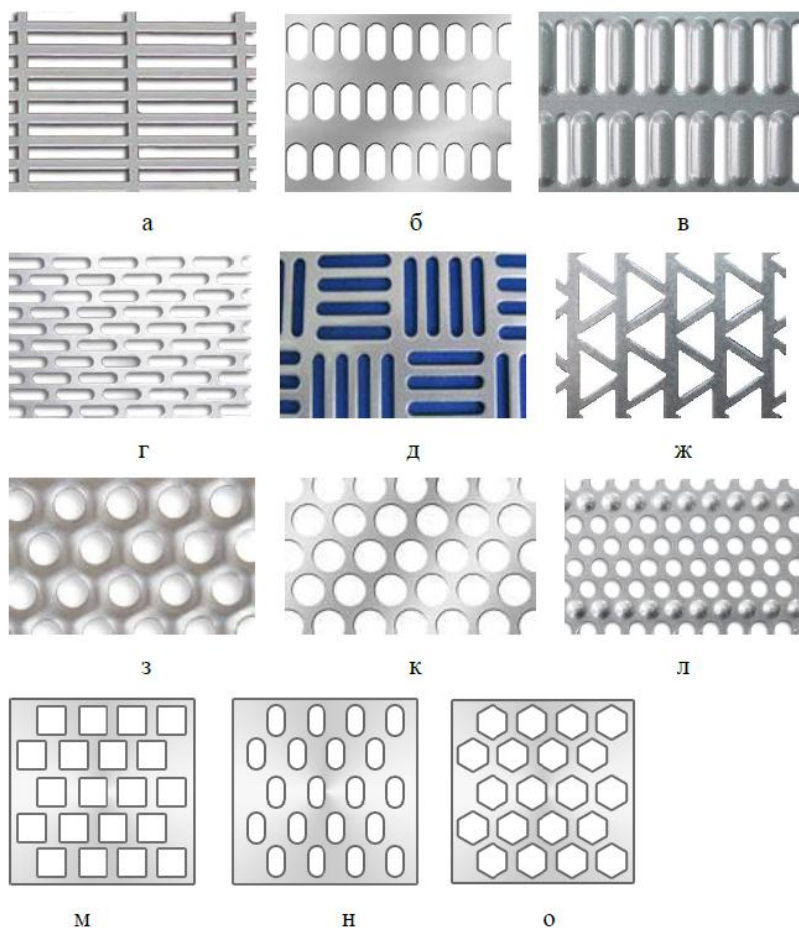


Рис. 1. Види сепаруючих решіт:

а) із прямокутними отворами; б) прямокутні отвори зі округленими торцями); в) прямокутні отвори і випуклостями; г) прямокутні отвори із округленими торцями та симетричним зміщенням; д) повернуті прямокутні отвори; ж) трикутні отвори; з) лункоподібні отвори круглі розташовані по шестикутнику; к) круглі отвори розташовані по шестикутнику; л) шах матне розташування отворів; м) квадратні отвори; н) прямокутні отвори розташовані в шахматному порядку; о) шестикутні отвори розташовані по шестикутнику.

У молоткових подрібнювачів сільськогосподарського призначення знайшли поширення пробивні решета із круглими отворами діаметром 2-10 мм. Отворами охоплена більша частина поверхні решета (рис. 2). Вони виготовляються з використанням суцільних металевих листів, товщина яких становить 1-3 мм [7] в залежності від потреб замовника.

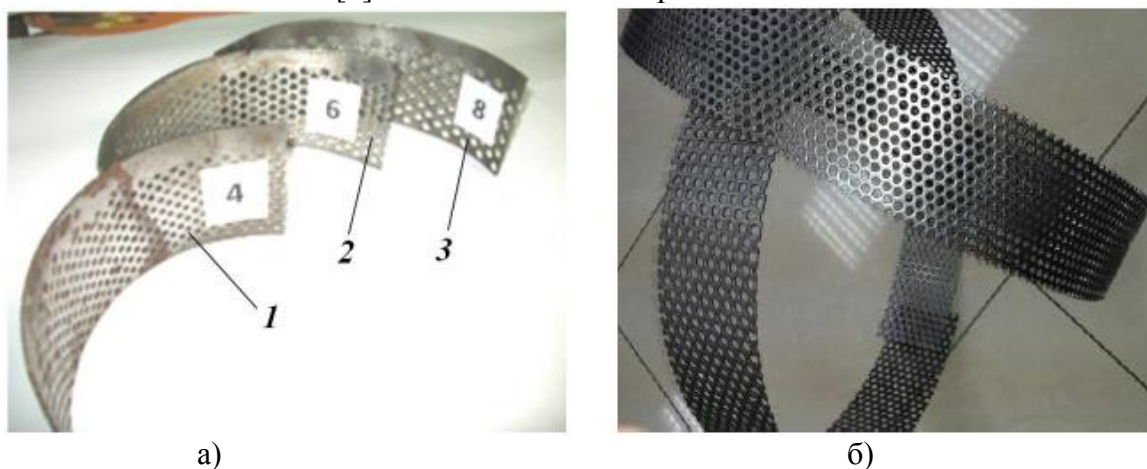


Рис. 2. Загальний вигляд змінних решіт:

а) секторіальні решета; б) кільцеві решета; 1 –р ешето з отворами діаметром 4 мм; 2 – решето з отворами діаметром 6 мм; 3 – решето з отворами діаметром 8 мм.

Проведений аналіз конструктивних особливостей решіт показує, що для ефективної сепарації матеріалів знайшли застосування різні форми прохідних отворів. Однак, в більшості враховуючи особливості технології виготовлення, отвори мають круглу циліндричну форму, як найпростішу у пробиванні. Фракційний склад вихідного матеріалу визначається розміром отворів, а товщина решета впливає на його довговічність. Технологічність виготовлення решіт встановлюється в залежності від можливостей виробництва і побажань замовника.

Список використаних джерел

1. Продукція компанії ТОВ «Агропродажа». URL: http://u.agroprodazha.agronationale.com.ua/goods/ovs-25_ochischuvach_oberemka_samoperesuvniy_zernoochistitel-2801.html (дата звернення: 18.02.2019).
2. Продукція компанії ООО «БелМельАгромаш». URL: <http://www.l-groop.com/index.php?productID=11739> (дата звернення: 19.02.2019).
3. Продукція компанії «Агромаш». URL: http://www.agromash-nn.ru/prod/separat/separatory/bis_bls/ (дата звернення: 19.02.2019).
4. Продукція агропромислового серверу «Агросервер». URL: <http://www.agroserver.ru/b/universalnye-vibrotsentrobezhnnye-zernovye-separatory-btss-25-b-336886.htm> (дата звернення: 19.02.2019).
5. Продукція «МАШСТРОЙ ХОЛДИНГ». URL: <http://машстрой-холдинг.рф/tech/stat-zerno-tehnika/mzs-25/> (дата звернення: 20.02.2019).
6. Савченко В. М. Розробка молотків кормодробарок з локальним зносостійким покриттям: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Василь Миколайович Савченко ; Кіровоградський національний технічний університет. Кіровоград, 2008. 20 с.
7. Продукція ПАО «Завод Фрунзе». URL: <http://www.frunze.ua/ua/catalog/resheto.html> (дата звернення: 20.02.2019).

34. М.І. Денисенко, к.т.н., доцент, О.С. Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ФОРМУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ СТРУКТУР ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Перша в Україні детальна класифікація видів зношування деталей машин була розроблена професором Української сільськогосподарської академії Б.І.Костецьким [1,2], котрий розподілив їх за службовою ознакою – надійністю, у зв'язку з нормальними і недопустимими умовами роботи і за протіканням тих або інших механічних, фізичних і хімічних процесів у зоні контакту.

При розробці класифікації було сформульовано принципово важливе положення про ведучі і супутні процеси, що утворюються на поверхнях тертя. Б.І.Костецьким запропоновано 9 підвидів зношування, у яких експлуатуються конкретні деталі і пари тертя, робочі органи машин різного функціонального призначення. Основні види зношування при терті: механохімічний нормальний окислювальний знос, механохімічний нормальний знос плівок не кисневого походження, механохімічна форма абразивного зношування, схоплювання I роду, схоплювання II роду, фретинг-процес (схоплювання, динамічне окислювання), механічна форма абразивного пошкодження (різання, дряпання, проорювання), втома при коченні (пітінг), інші види пошкодження (корозія, ерозія, зминання) [2].

Розглянемо деякі аспекти природи зношування з точки зору вибору і ефективності використання того чи іншого методу зміцнення або зносостійкого покриття з врахуванням реального зносу деталі. Сила тертя і коефіцієнт тертя залежать від різних факторів. На основі розроблених фізико-механічних моделей тертя і зношування у загальному випадку при відносному русі твердих тіл, сила тертя визначається адгезійною і деформаційною взаємодією.

За адгезійної взаємодії у ділянці контакту деталей тертя за рахунок створення ювенільних поверхонь та дії молекулярних сил утворюються «містки зварення» (welding bridges) [3] або забезпечується холодне зварювання (cold welding) [4]. Для зменшення адгезійної складової необхідно у трибоконтакті мати матеріали у вигляді покриттів, котрі забезпечать відсутність процесу схоплювання.

З цієї точки зору найбільший інтерес представляють неметалеві матеріали. До відомих неметалевих матеріалів з низьким коефіцієнтом тертя відносяться, наприклад, графіт і дисульфід

молібдену. Дисульфід молібдену, шарова структура якого подібна структурі графіту, також характеризується низьким коефіцієнтом тертя, при цьому у вакуумі його коефіцієнт тертя не зростає.

Для зменшення деформаційної складової необхідно на стадії конструкторської розробки деталей і вузлів тертя закладати у креслення мінімальні параметри шорсткості зношуваних поверхонь (що і робиться для найбільш відповідальних пар тертя).

Існуючі розрахункові моделі зношування можливо умовно розділити на чотири типи: емпіричні, напівемпіричні, енергетичні і кінетичні. Емпіричні моделі представляють собою математичну апроксимацію експериментальних результатів. У них механічні характеристики поєднуються з характеристиками процесу зношування (зносостійкістю, швидкістю зношування) крізь безрозмірні емпіричні коефіцієнти, які не мають певного фізичного смислу.

Залежності мають, як правило, вид лінійної або степеневої функції.

Напівемпіричні моделі включають параметри, для кожного з яких встановлений зв'язок з фізико-механічними властивостями матеріалів, характеристиками процесів. Експериментальна оцінка цих параметрів дозволяє здійснювати аналіз реальних фізичних явищ. Розрахункові залежності в напівемпіричних моделях побудовані з фізичних міркувань та з врахуванням розмірностей параметрів.

Енергетичні моделі з'явилися на основі термодинамічного аналізу процесів зношування. Параметрами енергетичних моделей є основні термодинамічні характеристики матеріалу поверхневого шару: ентропія, температура, енергія пошкодження та інші. Розрахункові залежності цього типу містять у своїй основі рівняння балансу ентропії.

Кінетичні моделі зношування побудовані на основі кінетичної концепції міцності твердих тіл. Характерною особливістю цих моделей є використання фактору Больцмана для опису зв'язку швидкості зношування зі зовнішніми факторами та описом властивостей матеріалу через його активаційні характеристики: енергію активації і структурно-чутливий коефіцієнт.

У відповідності з класифікацією процесів зношування, розробленої професором Б.І. Костецьким, особливе місце займають фізико-хімічні процеси [1,2]. Контактна зона безпосередньо прилягає до поверхні тертя і має глибину декількох десятків або сотень тисяч нанометрів [2]. Ця зона характеризується специфічними механізмами пластичної деформації та орієнтованою ультра дисперсною будовою, що обумовлює аномалію процесів адсорбції, дифузії, хімічних реакцій і руйнування.

За цими ознаками контактну зону треба розглядати як тонко плівковий об'єкт. Одночасно протікаючи структурна і термічна активація при терті не тільки процеси насичення, але й сприяє дифузії практично всіх елементів, що заповнюють зону тертя, незалежно від їх природи, атомних розмірів і таке інше. У результаті досліджень було розроблено ряд методів зміцнення поверхонь тертя (механохімічна цементация, азотування, насичення киснем).

Обґрунтоване використання того чи іншого методу зміцнення можливе за умови правильного поєднання первинних або вихідних показників властивостей поверхневих шарів і умов експлуатації. На сьогодні розроблено близько 120 різноманітних методів зміцнення та відновлення поверхонь тертя деталей машин, технологічного обладнання, інструменту. В теперішній час, у вузлах тертя машин використовують металеві, неметалеві і композиційні матеріали, монолітні і поруваті, які мають як гомогенну, так і гетерогенну структуру. Ці покриття отримують методами литва, порошкової металургії, наплавлення і напилювання.

Для обґрунтованого вибору методу зміцнення деталей і вузлів тертя, що працюють у конкретних умовах, необхідно розробити загальні принципи, засновані на вивченні механіки, фізики і хімії процесів терті та зношування. У литих сплавах вимоги міцності можуть бути забезпечені тільки за наявності в структурі зміцнюючої фази.

В матеріалах, що виготовляють методами порошкової металургії, міцність досягається як за рахунок гетерогенізації структури, так і за рахунок отримання оптимальної поруватості. Гетерогенність структури більшості матеріалів для деталей машин обумовлена вимогами конструкційної міцності.

Аналіз і дослідження матеріалів деталей машин, що працюють в умовах тертя і зношування, виготовлених за кордоном, однозначно вказує на використання поверхневого нанесення покриття методами наплавлення або напилювання. Тому очевидно, що такі деталі більш довговічні. Існує

близько двадцяти різновидів технології наплавлення і напилювання. Перспективним напрямком за кордоном є суміщення операцій нанесення покриття з додатковим фінішним зміцненням поверхні.

Список літератури

1. Костецкий Б.И. Надежность и долговечность машин [Текст]/ Б.И.Костецкий, И.Г.Носовский, Л.И.Бершадский, А.К.Караулов.-К.: Техніка, 1975. – 408 с.
2. Костецкий, Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении [Текст] /Б.И.Костецкий, И.Г.Носовский, А.К.Караулов, Л.И.Бершадский, Н.Б.Костецкая, В.А.Ляшко, М.Ф.Сагач. – К.: Техніка, 1976. – 296 с.
3. Bowden F.P., Tabor D. The Friction and Lubrification of Solid.-Oxford and Clarendon Press.-1989.-374 p.
4. Fox-Rabinovich, G.S. Characteristic features of alloying HSS-based deformed compound powder materials with consideration for tool self-organization at cutting / G.S. Fox-Rabinovich // Wear.206/1997.p.214

35. М.І. Денисенко, к.т.н., О.С.Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ПОЛИЦІ ПЛУГУ

Відвал (полиця плугу) є одним з найбільш метало ємких і дорого вартісних деталей плугу. Зношування відвалів протікає дуже нерівномірно, а їх працездатність лімітує технічний стан обмеженої кількості кромок і поверхонь тертя. Оранка – одна з найбільш енергоємних робіт у агропромисловому комплексі. Основними знаряддями для оранки є плуги з відвальними робочими органами. Якість роботи плугів залежить в основному від фізичного стану ґрунту, ступеню задерніння поверхні, типу робочих органів і режимів їх роботи.

Зниження енергоємності оранки до 10% досягається після шліфування полиць. Поки що чистота їх поверхні не вище чистоти металопрокату. Для зменшення налипання полиць, а тому й зниження тягового опору плугів рекомендується застосовувати полімерні покриття робочої поверхні, наприклад, фторопластом. Це дозволяє зменшити тяговий опір на 20 – 25%. Для відвалу (полиці) плуга граничний термін придатності визначається зносом його на всю товщину в одному з місць робочої поверхні (частіше всього на грудині відвалу).

Основний знос відвалів корпусів плугів проявляється у протиранні наскрізь їх на грудині і відвальної частини. Вони відновлюються приварюванням вставок на місцях зношування. Термін служби відновленого відвалу складає приблизно 0,5 терміну служби нового.

Одним із ефективних методів підвищення зносостійкості деталей плугів є дугове точкове зварення самозахисним порошковим дротом – плавким електродом типу ПП – АН170 (ПП – АН170М). Діаметр порошкового дроту 2,0 – 3,2 мм, твердість наплавленого металу складає 60 – 65 HRC.

Мета роботи є розробка двошарової полиці плугу і підвищення її ресурсу шляхом дискретного зміцнення. При зміцненні тонколистових матеріалів, до яких відносяться відвали плугів, з ціллю зменшення тепло внесення в основний метал, попередження зварних деформацій і пропалювань кромок доцільно використання ДТЗ – дугового точкового зварення – дискретного зміцнення.

Матеріалами експериментальної полиці є: якісна конструкційна сталь 65Г (товщина 4,0 мм); конструкційна сталь Ст.3 (товщина 10 мм.) Двошаровий пакет сталей полиці плуга з'єднуємо за допомогою дискретного зміцнення (ДТЗ). Крізь сталь 65Г зварюємо порошковим дротом – плавким електродом ПП-АН170М, якщо зі сторони сталі Ст.3, то зварюємо пакет сталей без наскрізного проплавлення використовуючи звичайний порошковий дріт типу Св 08Г2С. (рис.1)

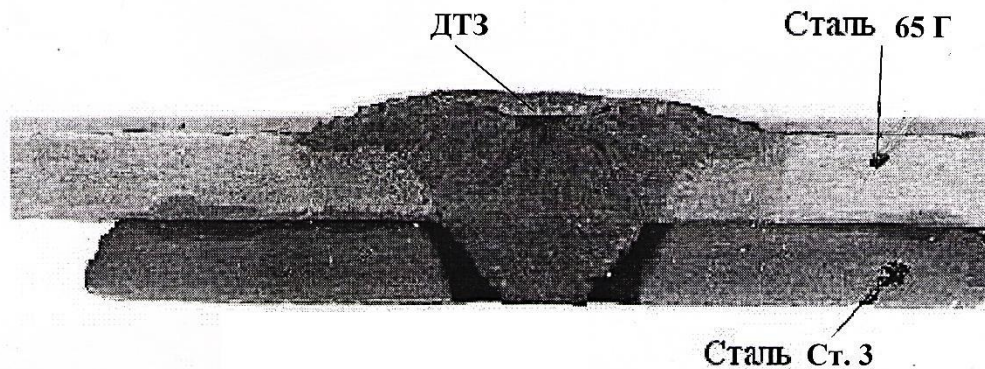


Рис.1 Експериментальна полиця плугу

Незначні збільшення напруги покращує форму точки, глибина про проплавлення змінюється на 1,5 – 2 мм. Зварний струм чинить найбільший вплив на формоутворення точки зміцнення: його збільшення визиває зростання глибини проплавлення і діаметру головки точки, а також зменшення висоти наплавлення. Так зі збільшенням зварного струму з 400 до 650 А, діаметр точки зміцнення зростає з 14,5 до 31 мм.

. Геометрична форма зміцнення має вигляд сферичного сектору. Великий вплив на параметри точок дискретного зміцнення чинить швидкість подавання порошкового дроту. Стабільне збурення дуги забезпечується при щільності струму не менше 150 А/мм.² Встановлено, що оптимальна швидкість подавання порошкового дроту знаходиться у проміжку 30 – 70 м/год. В якості критерію оптимальності геометричних ділянок зміцнення відвалів запропонована умова забезпечення рівної інтенсивності зношування всієї робочої поверхні відвалу.

У процесі проведеної роботи була попередньо відпрацьована технологія дискретного зміцнення на дослідних зразках: підібрані режими наплавлення (напруга і сила зварного струму, швидкість зміцнення), а також інші параметри.

Глибина проплавлення забезпечує надійність нерозємного єднання пакету сталей. Отримана зносостійкість двошарової експериментальної полиці на 40-50% більше у порівнянні з серійними тришаровими полицями. Корпуса плугів оснащені двошаровими полицями забезпечують меншу потребу у тяговому зусиллі і, відповідно низького спрацювання робочих органів.

Сталь 65Г – робоча поверхня полиці (відвалу), сталь Ст.3 – не робоча поверхня відвалу. На рис.2 показана електронна мікроскопія і хімічний аналіз характерних ділянок дискретного покриття отриманого шляхом дугового точкового зварення порошковим дротом – плавким електродом типу ПП – АН170 (ПП = АН170М). Одним з найважливіших факторів, що визначають опір зносостійких покриттів абразивному зношуванню, являється їх структурний стан, а також властивості, взаємне розташування і характер зв'язків окремих складових мікроструктури. Вплив абразивної маси на деталь в процесі роботи призводить до різноманітних змін поверхневого шару.

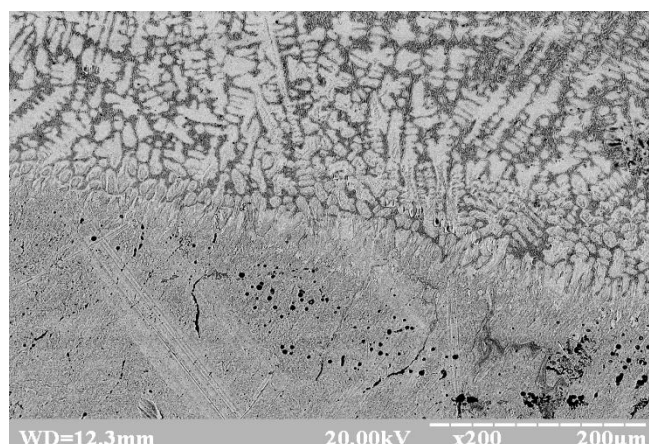


Рис.2. Електронна мікроскопія характерних ділянок точки зміцнення дискретного покриття з ПП – АН170

Мікроструктура основного металу – мартенсит з невеликою кількістю залишкового аустеніту. Твердість основного металу досить висока і складає 585...686Н_ц. В основному металі знаходиться велика кількість рядкових сульфідів. Мікроструктура металу шва (точки зміцнення) складається з карбідів, складної борідної евтектики і мартенситу, Н_ц=946...974. У зоні термічного впливу структура феррито-перліто - бейнітна. Суттєве підвищення твердості спостерігається поблизу лінії сплавлення. На лінії сплавлення не утворюється кристалізаційних прошарків, а спостерігаємо плавний перехід від поверхні покриття до основного металу.

На лінії сплавлення в деяких місцях спостерігається змішування металу покриття з основним металом. Співвідношення фаз (домішки мартенситу в структурі) може змінюватися в залежності від термічного циклу дугового точкового зварення (дискретного зміцнення). При дискретному зміцненні можуть утворюватися дифузійні прошарки, головним чином, обумовлені перерозподілом вуглецю.

Висновки: Корпуса плугів оснащені складовими полицями забезпечують меншу потребу в тяговому зусиллі і відповідно менше спрацювання поверхонь тертя робочих органів. Використання двошарової полиці плугу дозволяє зекономити близько 8% пального.

36. М.І. Денисенко, к.т.н., О.С. Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ БІОТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ «ЛЮДИНА-МАШИНА-ТВАРИНА» У ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОЦЕСІ СТРИЖКИ ОВЕЦЬ

У статті проаналізовано залежність надійності технологічного процесу стрижки овець від надійності біотехнологічної системи «людина-машина-тварина»

Ключові слова: надійність, стрижка овець, людина, машина, тварина.

Постановка проблеми. Сумщина, Херсонщина, Закарпаття традиційно належали до тих регіонів, де успішно розвивалося вівчарство. Сьогодні занепало не тільки село, а й народні ремесла. Немає і тих знаменитих овець, що отарами випасалися на околиці, зникли і чинбарні, де вичиняли шкури. Дефіцит з вівчарським відтінком відчувається ледь не на кожному кроці. Взяти для прикладу вовну. За гігієнічно обґрунтованою нормою щорічно на кожного громадянина потрібно виробляти її не менше 0,5 кг. За мінімальної потреби близько 2 кг кожен із нас споживає не більше 600-700 грам високопоживного м'яса баранини. У той же час, в Новій Зеландії на кожного жителя припадає 30,5 кг м'яса, в Австралії-20, Греції-14 кг. При цьому не варто забувати про один показовий факт.

Вівці єдині у світі тварини, в яких ніколи не виявляли захворювання на рак і туберкульоз. За свідками медиків, баранина та ягнята має унікальні антиканцерогенні властивості, що змушує кожного з нас задуматися над щоденним харчуванням. А ще вівці чи не найвибагливіші тварини, із 600 видів пасовищних рослин, вони поїдають близько 560, і можуть випасатися на всіх ділянках, де є рослинний покрив. Тобто вівчарство-це своєрідний цех з переробки дешевої органічної сировини на цінну продукцію. Вівчарство являється однією з найважливіших галузей тваринництва в Україні. Стрижка овець – одна з найважливіших і трудомістких технологічних операцій у вівчарстві. Стрижка овець, як і машинне доїння, - багаторівнева біотехнологічна система.

Аналіз останніх досліджень. В останні роки на стригальних пунктах України використовувались машинки МСО-77Б з приводом від підвісного електродвигуна через гнучкий вал, і високочастотні машинки МСУ-200 зі шнуром живлення від перетворювача частоти струму і напруги. За даними, що отримані при дослідженні стригальних пунктів, високочастотні машинки МСУ-200 більш маневрені при стрижці, відсутній реактивний момент від гнучкого валу, і рука стригалі менше втомлюється при роботі.

Стрижка овець включає в себе три ланки: людина (стригаль)- машина (стригальна машинка) – тварина (вівця). Ці ланки об'єднані енергетичними, функціональними і інформаційними зв'язками у ймовірні, детерміновані підсистеми: машина – тварина (М-Т), стригаль – тварина (С-Т) і стригаль машина (С-М). Робіт присвячених дослідженню надійності технологічних систем «Людина – машина – тварина» порівняно небагато [1,2]. Головним продуктивним елементом біотехнологічної системи є тварина.

Метою досліджень є аналіз залежності технологічного процесу стрижки овець від надійності біотехнологічної системи «людина – машина – тварина»

Результати досліджень. Стригальні машинки – це основа стригального агрегату, в який входить також силова, освітлювальна апаратура, і загострю вальний верстат. Якщо агрегат використовується в місцях, де немає підведення електроенергії, його комплектують електростанцією з двигуном. Робота стригалю зв'язана не тільки зі стригальною машинкою, але і з живим організмом – вівцею. Ефективність роботи стригалю залежить від його підготовки і практичного досвіду. В процесі стрижки на систему «людина – машина – тварина» впливає ряд факторів. Аналіз фізичної моделі показує, що надійність системи ЛМТ визначається станом технологічного обладнання і станом вовняного покриву вівці, організацією трудової діяльності і раціональної технології стрижки.

Високочастотні стригальні машинки МСУ – 200 більш маневрові при стрижці, відсутній реактивний момент від гнучкого валу, а рука стригалю менше втомлюється під час роботи. За рахунок цього продуктивність МСУ – 200 на 1...2 вівці за 1 годину більше, ніж у МСО – 77Б.

Господарства вимушені купувати додаткові стригальні агрегати для забезпечення надійності технологічного процесу стрижки і обладнання, що призводить до додаткових матеріальних витрат.

Ефективність прийнятої технології залежить від якісного і своєчасного виконання стригалем підготовчих і основних операцій стрижки. Правильність виконання технологічних операцій обумовлена функціональною надійністю стригалю, і залежить від рівня професійної підготовки, соціально - емоційної стійкості та індивідуальних особливостей. Великий вплив на продуктивність чинить правильна організація робочого місця і праці стригалю. Вихідні показники надійності і ефективності системи ЛМТ – продуктивність вівці (настриг і якість вовни), її здоров'я – (відсутність порізів шкіри та інших травм) та продуктивність праці. В реальних умовах стригального пункту робота стригалю обмежена тривалістю зміни. Тому, основні вимоги до його діяльності, це є оперативність. У своїй праці «Основи інженерної психології» Б.Ф. Ломов запропонував формулу визначення коефіцієнту оперативної готовності людини – оператора /1/:

$$K_{\text{оп}} = 1 - \frac{T_0}{T}, \quad (1)$$

де T_0 – час, на протязі якого оператор не знаходиться в робочому стані;

T – загальний час роботи оператора.

Оперативна готовність стригалю до виконання функціональних дій залежить від його спеціального навчання та тренування.

Запропонована професором Б.Ф. Ломовим формула (1) прийнятна для одиночного людино машинного агрегату і некоректна для групового – стригального агрегату. У зв'язку з різною кваліфікацією стригалів погодинна продуктивність у них відрізняється великим розкидом значень. Пропонується праву частину формули (1) представити, як відношення часу роботи – час, до кількості острижених за цей час овець « q », а відношення назвати часовим коефіцієнтом питомих витрат оперативного часу на вівцю. Тоді формулу (1) запишемо у вигляді (2):

$$K_{\text{оп}} = 1 - \frac{1}{q} \quad (2)$$

Біотехнологічна система має багато відмінностей від технічних систем «людина – машина – матеріал» (ЛММ) і «людина – машина – середовище» (ЛМС):

1. Предметом праці і продуктом праці у системі «Людина – машина – тварина» є біологічні об'єкти, у нашому випадку вівці. Тому забезпечення надійності системи полягає у підтримці оптимальних умов для овець, які відповідають їх найбільшій продуктивності.

2. Біологічний об'єкт праці накладає на систему великі обмеження зі сторони зооінженерної служби (не напувати і не годувати овець перед стрижкою за 12...14 годин).

3. Вівці мають достатню розвинену нервову систему та здатні після усування різних впливів повертатися до нормального стану.

4. Людина може самостійно виправляти помилки у своїх діях.

5. Зовнішнє середовище виступає як активний фактор, що впливає не тільки на надійність технічної ланки системи (агресивне середовище), але і на надійність біооб'єктів – овець (мікроклімат – овець з вологою вовною стригти неможливо). Чим вище кваліфікація стригалю, тим більше значення має його коефіцієнт оперативної готовності і, як наслідок, підвищення надійності технологічного процесу стрижки овець.

Висновки: 1. Коефіцієнт оперативної готовності стригалю дозволяє оцінити його кваліфікацію. 2. Надійність системи ЛМТ («людина – машина – тварина») визначається технічним

станом технологічного обладнання, станом бавовняного покриття вівці, організацією трудової діяльності і ресурсозберігаючою технологією стрижки.

Список літератури

1. Ермолов, Л.С. Основы надежности сельскохозяйственной техники / Л.С.Ермолов, В.М.Кряжков, В.Е.Черкун. – М.: Колос, 1974. – 220 с.
2. Дашков, Б.А. Основы инженерной психологии / Б.А.Дашков, Б.Ф.Ломов, В.Ф.Рубахин, Б.А.Смирнов. – М.: Высшая школа, 1997. – 335 с.

37. В.Л. Куликівський, к.т.н., В.М. Боровський, Житомирський національний агроекологічний університет

КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МОБІЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

Відомо, що визначення ефективності використання мобільних транспортних машин в АПК є складним завданням, оскільки існує безліч критеріїв оцінки, а також показників, що характеризують ці критерії [1, 2]. Для оцінки ефективності використання мобільних транспортних засобів можливо застосовувати ряд показників системи критеріїв ефективності машинно-тракторного парку.

Критерії та показники оцінки ефективності використання мобільних транспортних засобів, засновані на показниках використання МТП:

1. Технологічні (питомі втрати вантажу, коефіцієнт зниження якості вантажів під час перевезення, середня швидкість перевезення вантажу, середній час перевезення вантажу, добовий пробіг транспортного засобу, частка вантажів, перевезених без пошкоджень, коефіцієнт забруднення вантажів під час перевезення).

2. Технічні (продуктивність, питома витрата палива, потужність двигуна, вантажопідйомність).

3. Економічні (витрати на утримання і експлуатацію техніки, собівартість робіт, собівартість одержуваної продукції).

4. Екологічні (шкідливі викиди від енергетичної установки машини і гідравлічних систем, ступінь ущільнення ґрунту, ступінь запиленості та загазованості на робочому місці оператора).

5. Соціальні (забезпечення безпеки операторів техніки та комфортних умов праці).

У той же час ряд авторів відзначає [3-5], що внаслідок наявності великої кількості різних критеріїв, оцінка ефективності використання мобільних транспортних засобів стає непростю задачею. У зв'язку з цим були зроблені спроби виведення певного інтегрального критерію оцінки ефективності використання мобільних транспортних машин. Зокрема було запропоновано критерії інтегральних витрат (мінімуму приведених витрат). Зазначені критерії є комплексними і дозволяють вирішувати задачі оптимізації складу комплексів машин. Встановлено, що економічні показники оцінки ефективності мобільної техніки призводять до нестабільних результатів, оскільки сильно залежать від внутрішньої економічної ситуації в країні, у зв'язку з чим пропонується використовувати енергетичний показник ефективності функціонування агрегатів на технологічних операціях, в тому числі і при виконанні транспортних та навантажувальних робіт.

Дійсно, в найзагальнішому випадку, енергетичні показники є найбільш логічними і об'єктивними. Очевидно також, що ці критерії є перспективними для варіанту ідеального планування робіт. У той же час, реальні виробничі умови часто вносять корективи в процес виробництва і вимагають у деяких випадках ставити за мету не мінімізацію енергетичних витрат, а інші завдання. Крім того, викликає певні труднощі енергетичних еквівалентів різних складових сумарних енергетичних витрат. У зв'язку з цим пропонується перед вибором критеріїв оцінки ефективності аналізувати та оцінювати виробничі умови, після чого призначати необхідні критерії. При цьому передбачувана схема вибору критеріїв представлена на рис. 1.

Неважко помітити, що при даному підході намічається деяка суб'єктивність вибору критеріїв. Крім того, при такому підході можливе введення надлишкових критеріїв, які будуть оцінювати ефективність тільки за певних умов (лімітування якогось ресурсу). З урахуванням викладених положень, показники ефективності встановлювалися з точки зору ефективності технологічних процесів (процесу транспортування) і ресурсозбереження при здійсненні цих процесів.



Рис. 1. Схема вибору критеріїв ефективності використання мобільних транспортних засобів

Основним критерієм ефективності є питома витрата палива. В якості допоміжних критеріїв виступає: продуктивність мобільних транспортних засобів та витрата палива. Для цілей нормування витрат додатково необхідно оцінювати витрати в л/100 км шляху, щоб порівняти з існуючими нормативами. Економічна оцінка ефективності ґрунтується на розрахунку річного економічного ефекту (річної економії). Вибір такої системи критеріїв заснований на тому, що вони, по-перше, є взаємодоповнюючими, по-друге, дозволяють оцінити технологічну, технічну і економічну групи ефективності.

У переважній більшості випадків узгодження характеристик мобільних транспортних машин, відповідно до виконуваних ними робіт, проводиться за допомогою тягового розрахунку (для тракторів) і тягово-динамічного, а також паливно-економічного розрахунку для автомобілів.

Існуючі алгоритми розрахунку будуються на зовнішніх швидкісних і регуляторних характеристиках двигунів мобільних транспортних машин та стаціонарних режимах роботи. Однак в умовах реальної експлуатації енергетичні установки мобільних транспортних засобів не завжди працюють при повній подачі палива. Оператори техніки активно впливають на органи управління подачею палива при розгоні, гальмуванні, маневруванні, зміні навантаження.

Існуючі методи розрахунку не дозволяють враховувати особливості роботи сучасних систем оперативного управління складними технічними об'єктами. В сучасних мобільних транспортних засобах застосовуються пристрої, що дозволяють розширювати діапазон початкових характеристик цих машин в деяких межах. Перш за все, мова йде про системи електронного управління двигуном, трансмісією і ходовою частиною. Можна вважати, що сучасні оперативні методи встановлення характеристик мобільних транспортних машин розходяться із традиційними способами розрахунку цих транспортних засобів і способів узгодження їх характеристик з умовами зовнішнього середовища.

Дерево способів встановлення характеристик мобільних транспортних машин і їх агрегатів представлено на рис. 2.



Рис. 2. Підходи до встановлення характеристик мобільних транспортних засобів та їх агрегатів

Очевидно, що для обґрунтування характеристик мобільних транспортних машин, узгоджених з умовами їх функціонування на етапі розрахунків, без проведення ресурсовитратних експериментальних досліджень потрібне створення іншої методики розрахунку цих параметрів. При цьому основою розроблюваної методики повинна стати математична модель, яка могла б враховувати узгодженість динамічних характеристик двигуна мобільного транспортного засобу, його трансмісії, систем управління і оперативного регулювання, а також умови функціонування та критерії оптимізації, що задаються.

Список літератури

1. Бузовський Є. А., Василенко В. Т. Високоєфективне використання транспорту АПК. Київ: Урожай, 1989. 144 с.
2. Левковець П. Р., Зеркалов Д. В. Управління автомобільним транспортом: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 416 с.
3. Ефименко А. Г. Анализ эффективности использования грузового автотранспорта. Горки: БГСХА, 2000. 30 с.
4. Загарин Д. И., Зарайский А. И. Полигонные испытания – критерий оценки надежности отечественных транспортных средств. *Журнал автомобильных инженеров*. 2011. №3 (68). С. 10–13.
5. Измайлов А. Ю. Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК. Москва: ФГНУ Росинформагротех, 2007. 200 с.

38. В.Л. Куликівський, к.т.н., Житомирський національний агроекологічний університет ТРАВМУВАННЯ ЗЕРНА СОЇ ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Дослідженнями встановлено, що механічні пошкодження зерна сої при транспортуванні гвинтовими робочими органами залежать від багатьох факторів, основними з яких є частота обертання шнека, зазор між гвинтом і кожухом, вологість насінневого матеріалу.

В більшості горизонтальних і похилих гвинтових транспортерах зернозбиральних комбайні та зерноочисних машин зазор між витком і кожухом становить 10 мм, згідно технічних характеристик. Даний параметр (зазор) найбільш змінний в результаті протікання процесів зношування витків зерновою масою. Від його величини суттєво залежать основні показники роботи шнека. Особливе значення зазор «виток-кожух» має для шнеків сільськогосподарських машин, де від його величини залежить ступінь травмування зерна при транспортуванні [1].

На зернину сої в зазорі, коли є ступені вільності її переміщення відносно контактних поверхонь, діють наступні сили: сила ваги зернини; реакція поверхні кожуха; реакція поверхні витка; опір шару сусідніх насінин. Ці сили, в даному випадку, породжують моменти обертового руху насінини при її не защемленні: момент від сили ваги; момент від реакції кожуха; момент від реакції витка; момент від опору сусідніх зернин. Однак, таке переміщення зернин сої в зазорі, коли є поступальний та обертовий рух представляється типовим для зазорів між кожухом і витком менших, ніж найменший розмір насінин. Тобто, для умов нормального транспортування зерна шнековою поверхнею на границі переходу до нерухомого кожуха. При цьому зазначені зусилля в

основному витрачаються на виконання роботи з переміщення зерна і тільки частково на тертя та спрацювання робочих поверхонь витка і кожуха. Таким чином, спочатку зернина переміщується вздовж осі гвинтового робочого органу, виконуючи складний рух ковзання по поверхнях тертя з прокручуванням навколо власного центра мас. Це може продовжуватися до виникнення умов защемлення зернини в зазорі. Такі умови складаються внаслідок зношування робочої поверхні витка, стирання переднього кута взаємодії з зерновою масою і виникнення щілини захвату насінини.

З метою підвищення продуктивності праці при проведенні експериментальних досліджень впливу конструктивно-технологічних параметрів гвинтових транспортерів на пошкодження зерна сої (сорту Артеміда), було використано конструкцію універсального стенду [2]. Його мобільність в циркуляції сипкого матеріалу і розширені технологічні можливості в знятті різних характеристик механізмів дозволяють проводити випробування гвинтових транспортерів та шнекових живильників сільськогосподарських машин. Наявність у робочих органів транспортерів власних окремих приводів дозволяє підвищити надійність стенду та надає можливість незалежного керування швидкістю обертання кожного гвинта.

При визначенні травмування сої, після переміщення гвинтовим робочим органом, зерно потрапляло на спеціальні решета (рис. 1), що дозволяли виділити пошкоджені насінини з основного матеріалу.

Визначення травмування насіння проводили за методикою фарбування робочих проб зерна по 100 шт., виділених з насіння основної культури, розчином індигокарміну [3]. Через 1-2 хвилини розчин зливали, насіння підсушували на фільтрувальному папері і в кожній пробі підраховували макротравмовані зернини, тобто з видимими неозброєним оком відчленованими частинами насінин та мікротравмовані зернини з пофарбованими тканинами. Вміст макро- і мікротравмованих насінин виражали у відсотках як середнє з двох повторень.

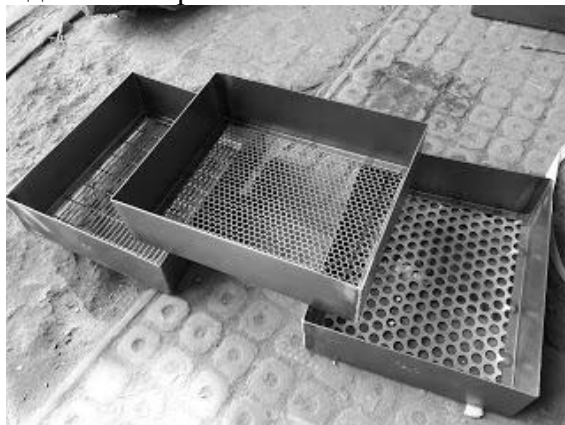


Рис. 1. Решета для сортування та розділення зерна на фракції після переміщення гвинтовим транспортером

На стенді для проведення досліджень встановлювалися серійні шнекові живильники (зерноочисних машин, зернозбиральних комбайнів) та розроблений транспортер [4], особливістю якого є можливість регулювання зазору між гвинтом та кожухом (1...20 мм). Здійснювалося переміщення зернового матеріалу від завантажувального лотка до розвантажувального патрубку (відстань транспортування – 1,5 м), паралельно фіксувалися покази вимірювальних приладів.

Проведеними дослідженнями встановлено, що у зазорі «виток-кожух» меншому за мінімальні розміри зерен сої, защемлення їх в процесі переміщення по кожуху практично не спостерігається (частота обертання гвинтового робочого органу транспортера – 200об/хв). При досягненні величини зазору 5...10 мм, відбувається інтенсивне зростання пошкодження зерна (рис. 2). У зв'язку з тим, що загальна відстань переміщення зернового матеріалу гвинтовими робочими органами зернозбиральних комбайнів та зерноочисних машин – значна (3...8 м), насіння сої декілька разів пропускали через транспортер випробувального стенда. Дана операція дозволила максимально наблизити експериментальні дослідження гвинтових транспортерів до реальних умов експлуатації.

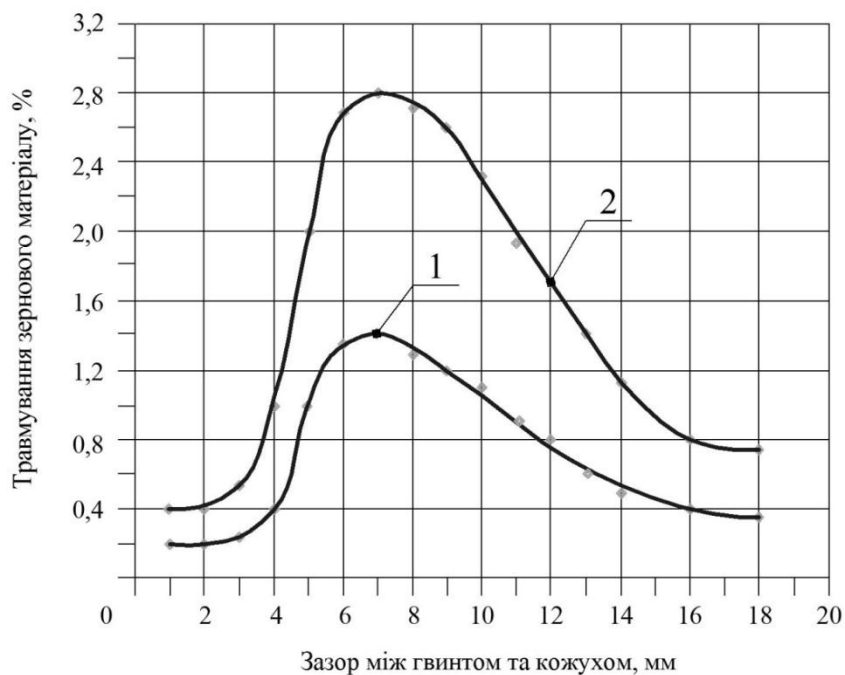


Рис. 2. Травмування зернового матеріалу (соє) в залежності від зазору між гвинтом та кожухом транспортера (при $n=200$ об/хв): 1 – дворазове пропускання матеріалу через шнек (відстань транспортування 3 м); 2 – чотириразове пропускання матеріалу через шнек (відстань транспортування 6 м)

Збільшення відстані транспортування істотно впливає на пошкодження зернового матеріалу. Під час дворазового пропусканні зерна сої через шнек (відстань транспортування становила 3 м), максимальне травмування насіння (при зазорі – 6...8 мм) склало 1,4 % від загальної кількості переміщеного зерна. Збільшення відстані транспортування вдвічі (6 м), призвело до істотного зростання пошкодження зерна, що досягло 2,8 %, при зазорі – 7 мм.

Найпоширеніший вид пошкодження насіння сої, під час дослідження процесу переміщення зернового матеріалу гвинтовими транспортерами – мікро- та макротравмування сім'ядолей. Встановлено, що мікропошкодження насіння сої досягають свого максимуму при зазорах між гвинтом та кожухом, близьких до товщини зернини, а потім поступово зменшується (рис. 3).

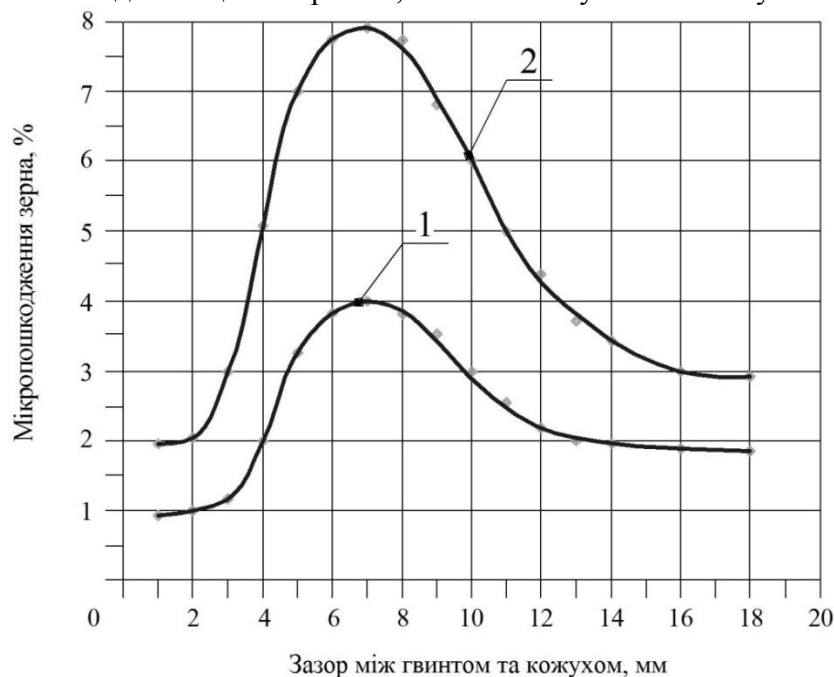


Рис. 3. Мікропошкодження зерна сої в залежності від зазору між гвинтом та кожухом транспортера: 1 – дворазове пропускання матеріалу через шнек (відстань транспортування 3 м); 2 – чотириразове пропускання матеріалу через шнек (відстань транспортування 6 м)

Оскільки соя легко травмується, то після гвинтового транспортера в складі зернового матеріалу присутня значна частина половинок насіння. Структурно – сильні половинки з'єднані відносно слабкими зв'язками. Половинки та пошкоджені насінини сої, в порівнянні з цілими зернинами, абсолютно по іншому взаємодіють з навколишнім середовищем – легше вбирають вологу, швидко заселяються мікроорганізмами. Травмовані та розділені зернини сої в 6 разів інтенсивніше «дихають», ніж ціле насіння, що призводить до активного виділення тепла і вологи. Таким чином, даний некондиційний матеріал є ймовірним джерелом самозігрівання зернової маси.

Список літератури

1. Бойко А. І., Куликівський В. Л. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі «виток-кожух» шнекових живильників зерноочисних машин. *Науковий вісник НУБіПУ. Сер. Техніка та енергетика АПК*. 2011. Вип. 166, ч. 1. С. 267–274.
2. Стенд для дослідження характеристик гвинтових транспортерів та шнекових живильників: пат. 68860 Україна: МПК В65G 33/16. №u201112449; заявл. 24.10.11; опубл. 10.04.12, Бюл. № 7. 4 с.
3. Порядок організації насінневого контролю суб'єктами насінництва в Україні / за ред. М. М. Гаврилюка. Київ: Аграрна наука, 2001. 49 с.
4. Гвинтовий транспортер: пат. 58312 Україна: МПК В65G 33/00. №u201010970; заявл. 13.09.10; опубл. 11.04.11, Бюл. № 7. 4 с.

39. В.Л. Куликівський, к.т.н., В.К. Палійчук, к.т.н., Житомирський національний агроекологічний університет

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНАХ

В сучасних дизельних автотракторних двигунах, які працюють при короткому енергійному впорскуванні, фактор динамічності досягає 0,5...0,8, збільшуючись зі зростанням періоду затримки займання (запалювання) суміші. Однак висока динамічність початкового тепловиділення не може повністю компенсувати різке зниження швидкості реакцій в завершальних стадіях. Подовжене (затягнуте) тепловиділення використовується неефективно, що і визначає відносно високі технічні втрати, зумовлені недосконалістю динаміки згоряння. Залежно від загальної тривалості тепловиділення ці втрати можуть становити від 0,05 до 0,1 потенційної циклової теплоти [1, 2].

Параметри початкового тепловиділення, несуттєво відображаючись на ККД, впливають на максимальний тиск циклу. Тривалість стадії дифузійного горіння, що лімітує загальний час тепловиділення, головним чином залежить від загального надлишку повітря, зі збільшенням якого підвищується швидкість дифузійних процесів. Вимушеною особливістю дизельного процесу є досить високі значення коефіцієнта надлишку повітря, що зазвичай перевищує 1,5...1,6 [3]. Великі значення коефіцієнта надлишку повітря, забезпечуючи необхідну повноту та своєчасність згоряння, зменшують можливу питому циклову роботу.

Проте, одним лише підвищенням загального надлишку повітря неможливе вирішення проблеми організації ефективного дизельного процесу. Вирішальним фактором, який забезпечує швидке розсіювання оболонки продуктів початкового згоряння та інтенсифікує молярне перенесення маси в дифузійній стадії, є турбулізація заряду, що широко використовується в сучасних конструкціях.

Основні особливості робочого процесу дизельного двигуна полягають в тому, що він здійснюється при «високому стисканні», яке забезпечує мінімум термодинамічних втрат (32 %) та самозайманні палива.

Наявність малокерованого процесу фізико-хімічної підготовки палива до займання призводить до інтенсивного початкового тепловиділення, що викликає підвищення механічного навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму. У той же час затягнуте згоряння палива в дифузійній стадії знижує ефективність перетворення теплоти в роботу.

Робота дизелів при значних коефіцієнтах надлишку повітря дає можливість знизити вміст у відпрацьованих газах оксиду вуглецю в порівнянні з двигунами із іскровим запалюванням. Однак наявність високотемпературних зон з вільним киснем ускладнює скорочення викидів оксидів азоту, а неповне згоряння суміші в охолоджуваних пристінкових зонах і у зазорах між деталями обумовлює викиди вуглеводнів. Розглянуті особливості робочого процесу ДВЗ дають можливість визначити напрямки його вдосконалення. Вони полягають в наступному:

- вдосконалення характеристики тепловиділення, підвищенням повноти і своєчасності згоряння при обмеженні жорсткості та максимального тиску циклу;
- оптимізація управління процесом перетворення енергії в полі експлуатаційних режимів при застосуванні палива різної якості;
- зниження діапазону умов здійснення робочого процесу;
- зменшення механічних втрат.

У переліку важливих напрямків знаходиться також розширення асортименту палива, в тому числі і пошук можливих альтернатив пальному нафтового походження. На структурній схемі (рис. 1), представлений комплекс методів, за допомогою яких реалізуються зазначені напрями в сучасному автотракторному машинобудуванні.



Рис. 1. Структурна схема підвищення ефективності енергозбереження в автотракторних двигунах

При безумовній актуальності будь-якого з цих напрямків, одним з найбільш пріоритетних є вдосконалення характеристики тепловиділення за рахунок поліпшення якості застосовуваного на ДВЗ палива і його сумішоутворення. Вирішення цієї проблеми здійснюється, як за рахунок підвищення ефективності функціонування паливної апаратури з системою оцінки якості палива, що забезпечує необхідний фізико-хімічний склад, обмеженість розпилювання та раціональну балістику паливних струменів, так і шляхом впливу на газодинамічний стан повітряного заряду.

Список літератури

1. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа, 1980. 169 с.
2. Стечкин Б. С. Избранные труды: Теория тепловых двигателей. Москва: Физматлит, 2001. 432 с.
3. Шеховцова А. Ф. Процессы в перспективных дизелях. Харьков: Основа, 1992. 352 с.

ОЧИСТКА И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ОТРАБОТАННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАСЕЛ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Регенерация и восстановление свойств отработанных смазочных масел и гидравлических жидкостей сельскохозяйственной техники, повторное их использование, особенно в условиях эксплуатации, может дать существенный экономический и экологический эффект, обеспечить ресурсосбережение. Поэтому разработка малогабаритных передвижных установок и новых прогрессивных методов очистки и регенерации отработанных масел в условиях эксплуатации сельскохозяйственной техники является *актуальной* проблемой.

Классификации, свойства и требования к показателям качества масел и гидравлических жидкостей даются в нормативных документах и во многих информационных источниках [1, 2, 3 и др.]. Свойства рабочих жидкостей гидроприводов условно разбивают на 4 группы: физические (тепловые), эксплуатационные, реологические и экологические [1]. Классификация техники по видам используемых топлив, смазочных материалов и жидкостей приведена в [4]. Номенклатура и ассортимент смазочных масел и технических жидкостей достаточно полно представлены в [5].

Эксплуатационные характеристики жидкости достигаются путём добавления в базовое масло присадок или комплекса присадок. Причём присадки могут являться либо взаимодополняющими, либо противодействующими друг другу. Поэтому масла от разных производителей смешивать не рекомендуется, т. к. в результате могут произойти непредсказуемые химические реакции, которые отрицательно повлияют на отдельные гидроузлы или на всю гидросистему в целом.

В процессе хранения, транспортировки и эксплуатации происходит старение жидкости, загрязнение и изменение физико-химических и эксплуатационных показателей. Исследования многих авторов показывают, что на надёжность и работоспособность различных машин и гидросистем большое влияние оказывает загрязнённость жидкостей и масел. Число отказов гидравлических агрегатов, вызванное присутствием в рабочей жидкости гидросистемы механических примесей, достигает 12..15 % от общего числа отказов. При соблюдении необходимых требований к чистоте гидросистемы удастся повысить надёжность гидроприводов и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50% . Повышение тонкости фильтрации рабочей жидкости (РЖ) в гидросистеме с 25 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз и гидроаппаратуры – в 5-7 раз. [6]. Однако фильтрация (или другие средства очистки) обеспечивает наибольший эффект лишь при комплексном соблюдении требований по типам применяемых масел, правилам их хранения и транспортирования, качеству очистки и герметизации гидросистем, регламентам их эксплуатации. По данным производителей гидравлических узлов 90% насосов выходят из строя раньше положенного срока из-за механических примесей в системе.

Жидкости и фильтры через определённый срок должны быть заменены новыми. Технические требования по замене базируются на продолжительности рабочего цикла и степени загрязнённости жидкости. Соблюдение установленных изготовителем гидроприводов требований по замене жидкости и фильтров является необходимым условием сохранения работоспособности гидросистемы. Критериями определения интервалов замены являются: тип гидромашин, наработка, используемая жидкость и ее свойства, нормативы по загрязнениям и анализ проб масла для контроля уровней загрязнения. Анализ отработанного масла не является единственным критерием при определении интервалов замены гидравлических жидкостей и фильтров.

При большом парке техники перед потребителем возникают вопросы: покупки свежего масла и утилизации отработавшего или восстановление свойств отработанного. Если покупка нового масла несёт только финансовые убытки, то утилизация отработанного масла, помимо финансовых затрат, несёт экологическую опасность и для почвы и для водных ресурсов. Вопросы экологической химотологии технических жидкостей и смазок рассмотрены в работе [4]. Например, один литр масла способен загрязнить до миллиона литров питьевой воды.

Отработанные масла условно можно разбить на 4 группы: 1- масла с холодных установок; 2 - моторные масла двигателей внутреннего сгорания; 3 - моторные масла газогенераторных установок; 4 - синтетические масла и синтетические жидкости. Способ и технологический процесс очистки и регенерации будет существенно зависеть от группы отработанных масел.

Для 1-й группы отработанных масел можно применить методы фильтрации, типовые схемы включения фильтров в гидросистему приведены в работе [7].

Масло прокачивается через фильтровальный материал различной структуры, в результате чего примеси задерживаются на его поверхности (поверхностные фильтры) или в глубине фильтровального материала (глубинные фильтры). Фильтры способны обеспечить высокую степень очистки (до 0,5 мкм). В качестве фильтрующей среды используют одноразовые фильтры (картонные, стекловолоконные, керамические и т.д.), а также многоразовые (сетчатые, проволочные и др.). Особенно важно проводить фильтрацию масла после ремонтных работ в гидросистеме.

Для 2-й, 3-й и 4-й групп отработанных масел необходимо использовать специальные способы очистки и регенерации [8]. Известно много способов очистки и регенерации масел: физические (отстаивание, сепарация, фильтрация), физико-химические (адсорбция, коагуляция, термовакuumная сушка, селективное растворение) и химические (кислотная обработка, щелочная обработка).

Механические примеси могут удаляться также в силовых полях при помощи центробежной очистки (в большинстве случаев очистка от механических примесей совмещена с очисткой от воды, что является преимуществом метода). Недостатки: - удаление механических примесей только до 12-13 класса чистоты (ГОСТ 17216); в то время, как большинства современных гидросистем требуется 7-8 класс чистоты и трудоемкость процесса очистки от механических примесей.

Сернокислотная очистка. В результате сернокислотной очистки образуется большое количество кислого гудрона — трудно утилизируемого и экологически опасного отхода. Кроме того, сернокислотная очистка обеспечивает не полное удаление инородных веществ из отработанных масел. В настоящее время практически не применяется[3].

Адсорбционная очистка отработанных масел заключается в использовании способности веществ, служащих адсорбентами, удерживать загрязняющие масло продукты на своей поверхности. В качестве адсорбентов применяют вещества природного происхождения (бокситы, природные цеолиты) и полученные искусственным путем (силикагель, окись алюминия, алюмосиликатные соединения, синтетические цеолиты). Недостатки данной очистки - утилизации большого количества адсорбента, загрязняющего окружающую среду[3].

Для очистки отработанных масел от полициклических соединений (смолы), высокотоксичных соединений хлора, продуктов окисления и присадок применяются процессы с использованием металлического натрия[3]. При этом образуются полимеры и соли натрия с высокой температурой кипения, что позволяет отогнать масло. Процесс не требует давления и катализаторов, не связан с выделением хлоро- и сероводорода. Среди промышленных процессов с использованием суспензии металлического натрия в нефтяном масле наиболее широко известен процесс Recyclon (Швейцария). Процесс Lubrex с использованием гидроксида и бикарбоната натрия (Швейцария) позволяет перерабатывать любые отработанные масла с выходом целевого продукта до 95 %.

Для регенерации масел применяются разнообразные аппараты и установки, действие которых основано, на сочетании различных методов. Необходимо отметить, что при регенерации масел можно получать масла, по качеству идентичные свежим, причем выход масла в зависимости от качества сырья составляет 80...90 %, это достаточно высокий показатель, таким образом, решается экологическая и финансовая сторона вопросов о замене свежего гидравлического масла регенерированным отработанным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ источников информации показал, что регенерация и восстановление свойств отработанных смазочных масел и гидравлических жидкостей гидроприводов и передач сельскохозяйственной техники особенно в условиях эксплуатации, и повторное их использование, может дать существенный экономический эффект и обеспечить ресурсосбережение. Стационарные установки для регенерации отработанных масел сельскохозяйственных машин экономически нецелесообразны. Для регенерации масел малых объемов в условиях эксплуатации требуется: уточнение уровней физико-химических и эксплуатационных показателей работающих продуктов, разработка новых методов и компактной системы контроля состояния и оценки текущего уровня

качества масла или жидкости с целью их замены и утилизации, создания малогабаритных мобильных установок.

Такая задача поставлена перед кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ и авторами данной работы.

Литература:

1. Рабочие жидкости систем гидропривода: Учеб. пособие для студ. спец. «Гидравлические. и пневматические. машины», «Прикладная механика», «Инженерная механика» / В.А. Трофимов, О.М. Яхно, Р.И. Солонин. – К.: НТУУ «КПИ», 2009.- 184 с.
2. Никитин, О. Ф. Рабочие жидкости и уплотнительные устройства гидроприводов: учебное пособие для вузов по направлению 150800 "Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника" специальности 150802 "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика"/ О. Ф. Никитин. - Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. - 285 с.
3. Кламанн Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты: Пер. с англ./ Под ред. Ю.С.Заславского. – М.:, 1988.- 488 с.
4. Фукс И.Г. Основы химмотологии. Химмотология в нефтегазовом деле: Учеб. пособие./И.Г. Фукс. – М.: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2004.-280 с.
5. Зарубежные масла, смазки, присадки, технические жидкости : Международный каталог. Вып. 3/00 0 /«Издательский центр «Техинформ» МАИ». - Москва: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2005. - 380 с.
6. Надежность гидравлических систем воздушных судов /Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головкин и др.; Под ред. Т.М. Башты.- М.: Транспорт, 1986.-279 с.
7. Веренич ИА. «Рабочие жидкости, смазки и уплотнения гидропневмосистем: учебно-методическое пособие по лабораторным работам для студентов специальности 1-36 01 07.- «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» /И.А. Веренич, Д.Л. Жилинин - Минск, БНТУ, 2017. - 68 с.
8. Тарасов В.В. Регенерация отработанных моторных масел тронковых дизелей в судовых условиях /В.В. Тарасов, Г.П. Кича.- Морской государственный университет им. Адмирала Г.И. Невельского.- Труды университета – Владивосток, 2016.- 47 с.

41. И.А. Веренич, к.т.н., доцент, Ю.В. Ващёнок, студент, Белорусский национальный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ КЛАССА ЧИСТОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАСЕЛ ПОГРУЗЧИКА «АМКОДОР А4342С МЕТОДОМ БАЙПАСНОЙ ОЧИСТКИ

В ходе эксплуатации строительной-дорожной техники со временем в жидкости, накапливаются продукты износа металлических элементов конструкции и уплотнений, пыль, вода, растворенный воздух, продукты деструкции жидкости и др. загрязнители, ухудшающие эксплуатационные характеристики масел и гидросистем.

По статистике компаний производителей гидравлики Danfos (Дания), Parker (США), ROCLAIN HYDRAULICS (Франция), Гидросила (Украина), именно из-за механических примесей выходят из строя до 90% гидронасосов и гидромоторов.

Частицы загрязнителя, попадая в гидросистему, строительной-дорожных машин, чаще всего, работающих в запыленных условиях, разрушают качающиеся узлы (плунжеры, бронзовые подпятники, блоки, распределительные шайбы и т.д.). Детали узлов трения гидромашин и других гидравлических агрегатов при работе обволакиваются масляной плёнкой, толщина которой соизмерима с размерами частиц загрязнителя, которые попадая в зону трения, вызывают износ этих поверхностей. Различная твёрдость частиц загрязнения и их размер так же играют важную роль при определении величины повреждений. Известно, что наиболее негативные последствия возникнут в том случае, если размер частиц загрязнения соизмерим с толщиной масляной плёнки [1], толщину которой можно произвести по зависимости, предложенной в работе [2].

Так зазор между блоком и поршнями аксиального насоса составляет от 25 до 50 мкм, а зазоры в регулирующей аппаратуре насосов (регуляторы мощности и т.д.) от 15 мкм и меньше. Соответственно класс чистоты масла должен быть не более 7 (ГОСТ17216-2001). Даже свежее масло имеет класс чистоты 8-12 в зависимости от заправочных емкостей. Поэтому, производители машин и масел рекомендуют фильтровать или сепарировать даже свежее масло, т.к. класс чистоты

в заправочных емкостях или канистре не нормируется. Рекомендуется контролировать уровень загрязненности рабочей жидкости при заправке и периодически при эксплуатации [3].

Когда необходимо провести тонкую очистку всего масла и удалить частицы до 15 мкм в полно поточных фильтрах, то может возникнуть большое противодавление и вывести фильтр из строя. Для тонкой очистки многих гидросистем приемлемым является включение байпасных фильтров (рисунок 1). Через байпасный фильтр проходит часть масла (около 10%) и таким образом постепенно фильтруется весь объем масла в системе.

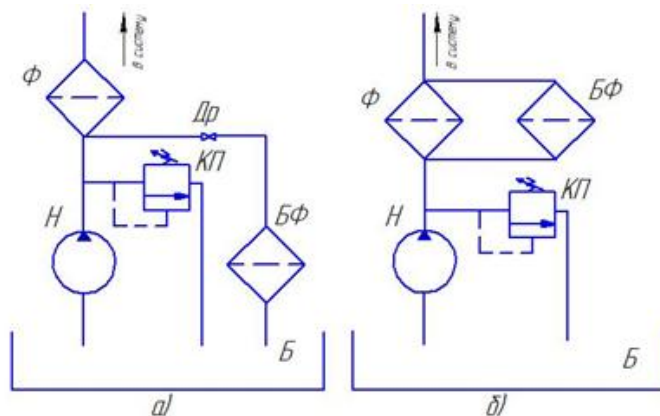


Рисунок 1. Подключение байпасных фильтров: а) через дроссель, б) параллельно основному фильтру

Эффективность использования байпасных фильтров проверялась на универсальном стенде для испытаний и исследований фильтров рабочих жидкостей гидросистем в лаборатории кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ. Схема стенда и порядок подключения приведены на рисунке 2 [4].

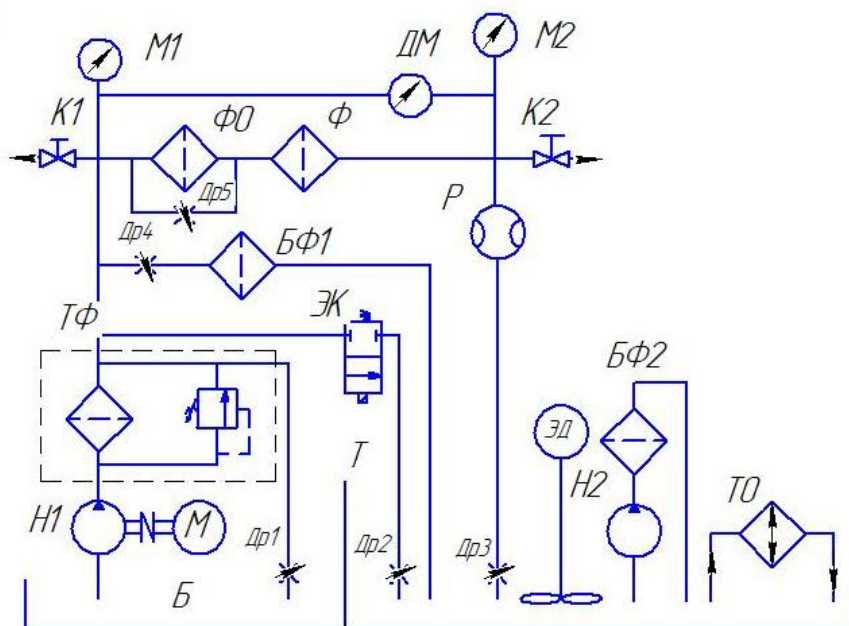


Рисунок 2. Схема гидравлическая принципиальная универсального стенда для испытания фильтров.

М – 3-х фазный асинхронный электродвигатель; Н1 – основной насос постоянной подачи с предохранительным клапаном; Н2 – насос для автономной байпасной очистки; ТФ – технологический фильтр с перепускным клапаном; ДР1...ДР5 – дроссели регулируемые; ЭК – электромагнитный клапан; ЭД – электродвигатель постоянного тока для привода мешалки; К1...К2 – краны для отбора проб масла; ТО – теплообменник; Ф – штатный фильтр гидросистемы погрузчика; БФ1 – байпасный фильтр номинальной тонкости фильтрации 25 мкм; БФ2 – байпасный фильтр вихревого типа; Р – расходомер турбинного типа; М1 и М2 – манометры; ДМ – дифференциальный манометр (датчик перепада давлений); Т – датчик температуры; Б – бак емкостью 50 л с коническим дном и сливным краном; к стенду прилагались: тензоусилитель датчика перепада давлений,

фотометрические счётные анализаторы ФС-151 и ПКЖ-901, хронометры, различные загрязнители и испытуемые фильтры.

Стенд позволяет проверять: герметичность и прочность фильтра, предельный перепад давления на фильтре, грязеемкость фильтра, ресурс фильтра, индикатор загрязненности фильтра, номинальную тонкость фильтра, определение гидравлической характеристики фильтра, коэффициент очистки для каждой группы размеров частиц.

Повышенный износ деталей гидросистем и изменение свойств рабочих жидкостей гидроприводов происходит при нестационарных режимах работы гидроприводов, характерных для большинства приводов с переменной нагрузкой [5, 6], в том числе и мобильных строительно-дорожных машин.

Для испытания применялось отработавшее индустриальное гидравлическое масло HLP(MГE) 46, из фронтального универсального погрузчика «Амкодор» А342С после наработки 2000 мото / часов, работающего в запыленных условиях с нестационарными нагрузками и температурой окружающей среды от -18°C до $+60^{\circ}\text{C}$.

Температура жидкости при испытаниях поддерживалась теплообменником на уровне $+20^{\circ}\text{C}$, $+40^{\circ}\text{C}$ и $+60^{\circ}\text{C}$. В качестве дополнительных загрязнителей использовались строительная пыль, металлический порошок 15-20 мкм, вода и дизтопливо, которые перемешивались мешалкой. В процессе испытаний регистрировались: температура масла, перепад давления на фильтрах, брались пробы масла для определения плотности, содержания воды, кинематической вязкости, температуры вспышки. Измерения физико-химических показателей грязного и очищенного масел проводились на аккредитованном оборудовании научно-исследовательской испытательной лаборатории гидропневмосистем и нефтепродуктов (НИИЛ ГПСН БНТУ).

С помощью фильтрации удалялись механические загрязнители, вода и дизельное топливо. Вода удалялась через 30 мин, в то время как дизельное топливо удалялось очень плохо даже за 90 мин. Вязкость жидкости в зависимости от времени испытаний менялась за 7 часов с полнопоточными фильтрами на $4\text{ мм}^2/\text{с}$, а с байпасным фильтром по схеме (рисунок 1,б) - на $2\text{ мм}^2/\text{с}$. В таблице 1 приведены результаты испытаний.

Таблица 1.

Результаты испытаний отработанного масла HLP(MГE) 46

№	Количество частиц				Класс чистоты
	От 5 до10	От 10 до25	От 25 до 50	От 50 до 100	
До фильтра БФ1					
1	15656	8513	847	96	10
2	15702	8434	786	101	10
3	15672	8479	811	94	10
После фильтра БФ1					
1	1867	913	76	7	7
2	1938	1046	84	14	7
3	1894	1022	81	6	7
После фильтра БФ2					
1	945	474	45	1	6
2	1053	449	51	2	6
3	937	481	49	1	6

Заключение

По итогам испытаний сделаны выводы: байпасной очисткой с помощью 2-х фильтров повышен класс чистоты испытуемого масла HLP-46 (MГE 46) на 2 класса.

Для окончательного решения о включении дополнительных байпасных фильтров в конкретную гидросистему необходимы эксплуатационные испытания и после этого ставить вопрос об увеличении срока замены масла.

Литература:

1.Надежность гидравлических систем воздушных судов /Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головки и др.; Под ред. Т.М. Башты.- М.: Транспорт, 1986.-279 с.

2. Кламанн Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты: Пер. с англ./ Под ред. Ю. С. Заславского. — М.: Химия, 1988. — 488с.
3. Коваленко, В. П. Очистка нефтепродуктов от загрязнений/ В. П. Коваленко, В. Е. Турчанин. — М.: Недра, 1990. — 160 с.
4. Веренич И.А. Рабочие жидкости, смазки и уплотнения гидропневмосистем: учебно-методическое пособие по лабораторным работам для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / И.А. Веренич, Д.Л. Жилинин. - Минск: БНТУ, 2017. - 68 с.
5. Веренич И.А. Изменение свойств рабочей жидкости при нестационарных режимах работы гидропривода / И.А. Веренич, М.А. Тини // Вестник белорусско-российского университета. - №3. - 2006. - с. 64 - 72.
6. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов / М.Е. Гойдо _ Москва: Машиностроение, 2009. — 304 с.

42. А.С. Шепелюк, студент, И.А. Веренич, к.т.н., доцент, Белорусский национальный технический университет

МОТОРНЫЕ МАСЛА ДЛЯ ГАЗОВЫХ ДВС

В настоящее время в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания наряду с бензиновым и дизельным топливами все большее распространение получают газовые топлива. Наиболее эффективно решение данной проблемы может быть достигнуто путем замещения нефтяного топлива альтернативным – сжиженным нефтяным (СНГ) или сжатым природным газом (СПГ), являющимися полноценным моторным топливом. Целесообразность использования газа в качестве топлива для ДВС говорит широкое использование его в Беларуси, Германии, Италии, США, Японии, Канаде, Нидерландах и других странах [1].

Сжиженный нефтяной и сжатый природный газы имеют большую удельную теплоту сгорания чем традиционные дизель и бензин. Удельная теплота сгорания сжатого природного газа составляет 48 МДж/кг, сжиженного нефтяного газа – 46 МДж/кг, в то время как у бензина – 44 МДж/кг и дизельного топлива – 42,7 МДж/кг. Октановое число сжатого природного газа находится в диапазоне 110 – 125, сжиженного нефтяного газа – 102 – 112, что заметно выше чем у бензина – 92 – 98 [2]. Более высокое октановое число позволяет создавать двигатели с большей степенью сжатия, которая влияет на коэффициент полезного действия тепловых двигателей. [3]

Применение ДВС как на сжиженном нефтяном, так и на сжатом природном газе получает распространение на коммерческом, личном транспорте и на сельскохозяйственных машинах. С распространением таких двигателей стоит вопрос правильной их эксплуатации, которая во много определяет уровень работоспособности и техническое состояние. Долговечность двигателя во многом определяется исправной работой системы смазки, качество которой зависит и от применяемого там моторного масла. Основными задачами моторного масла является смазывание трущихся деталей, охлаждение их поверхностей и удаление продуктов износа [4]. Применяемые виды топлив для различных конструкций двигателей и условий их работы, отличаются по физико-химическим свойствам и составу, что предопределяет необходимость использования моторных масел с предпочтительными свойствами. Поэтому в двигателях, работающих на газовом топливе необходимо использовать свои типы моторных масел. При выборе моторного масла необходимо учитывать, что в двигателе, работающем на газу более высокие температуры в цилиндрах, чем в бензиновых и дизельных агрегатах. Под действием высоких температур существует опасность того, что масло выгорит, образовав золу, которая выступит в качестве мелкого абразива и повредит детали цилиндропоршневой группы. Велика вероятность забивания масляных каналов, что приведет к масляному голоданию. При высоких температурах запускаются процессы окисления азота, что приводит к повышенному содержанию в выхлопных газах оксидов азота вредно влияющего на смазывающий материал и окружающую среду [5]. В газовых топливах имеется некоторое количество сернистых соединений, по итогу после сгорания топливной смеси образуются оксиды серы, которые агрессивно воздействуют как на сам двигатель, так и на моторное масло. Также в результате сгорания газовой смеси образуется значительное количество водяного пара, что вызывает затруднение фильтрации моторных масел большинством существующих конструкций масляных фильтров. Производители ДВС на газовом топливе рекомендуют свои сроки замены масла и фильтров. Моторные масла должны иметь хорошие

противопенные свойства, так как при высоких температурах возможно возникновение кавитации в масляном насосе.

На основании вышеперечисленных факторов к моторным маслам для двигателей, работающих на природном газу (метане) или на сжиженном нефтяном газе (смесь бутана с пропаном), предъявляются специальные требования. Масло должно быть стойким к высокой температуре и воде. Смазка должна иметь хорошие моющие свойства, содержать компоненты, замедляющие старение и дающие смазке возможность сохранять хорошую устойчивость на фоне протекающих окислительных процессов. Сульфатная зольность масел для газовых двигателей обычно не выше 0,8%, а щелочное число не менее 6 мг КОН/г. Более высокое содержание сульфатного зольного остатка становится причиной повреждения клапанов и поршней, загрязнения свечей и к ухудшению качества работы каталитического нейтрализатора [6]. Щелочное число количественно характеризует нейтрализовать кислоты. Чем оно выше, тем большее количество кислот, образующихся при окислении масла и сгорании топливной смеси, может быть переведено в нейтральные соединения. В противном случае эти кислоты вызвали бы коррозионный износ деталей двигателя и вдобавок усилили бы образование различных отложений на их поверхностях. Автопроизводители формулируют свои требования к маслам для газовых двигателей в фирменных спецификациях или допускают к применению масел, прошедших эксплуатационные испытания на автомобилях их производства. Например, фирменные спецификации выпущены многими компаниями в том числе такими как MAN, Renault и др. Их обозначения MAN M3271-1 и PGD соответственно.

Компания ESSO MOBIL выпускает ряд моторных масел на минеральной и синтетических основах для газовых двигателей. Например, Mobil Pegasus 1 масло на основе синтетического беспарафинового базового масла и комплекса присадок. Это масло используется для широкого ряда моделей газовых двигателей, в частности, для высокооборотных, четырехтактных турбонаддувных и безнаддувных, работающих и на обедненных смесях. Может быть использовано в двигателях, работающих на топливном газе из альтернативных источников, но с низким содержанием сероводорода. Одобрено: Deutz MWM (для газовых двигателей, работающих на любых газах с малым содержанием загрязнений); MAN M3271-1; Volvo (CNG). Масло Mobil Pegasus 610 на основе минеральных базовых масел в сочетании с композицией присадок для газовых двигателей, работающих на топливе, содержащем умеренное количество сероводорода, содержащем другие коррозионно-агрессивные компоненты, газе из отходов или биогазе. Данное масло соответствует требованиям Deutz MWM (для двигателей при работе на газах с высоким содержанием загрязнений). Масло Mobil Pegasus 705 на основе минеральных базовых масел и системы присадок, разработанное для защиты узлов и деталей двигателей и снижения уровня отложений в камере сгорания. Используется для высокооборотных газовых двигателей, работающих на обедненных или смесях, чувствительных к износу седел клапанов, для циркуляционных систем и рабочих цилиндров, двух- и четырехтактных газовых двигателей с искровым зажиганием и для двигателей, работающих на топливе с низким уровнем сероводорода. Соответствует требованиям Caterpillar; Deutz MWM (для газовых двигателей, работающих на любых газах с малым количеством загрязнений).

Компания Total также выпускает моторные масла для поршневых двигателей работающих на газовом топливе. К примеру, Total Nateria ML 412 минеральное высокозольное масло. Используется для газовых двигателей с искровым зажиганием, работающих на природном газе. Total Nateria ML 408 Минеральное масло средней зольности. Применяется для газовых двигателей с искровым зажиганием, работающих на биогазе с контролируемым содержанием сероводорода. Оно соответствует требованиям Jenbacher Technical instructions №1000-0125 и №1000-1105. Минеральные малозольные масла Total Nateria MH 30 и Total Nateria MH 40 используются в современных газовых двигателях с искровым зажиганием, работающих на природном газе. Они соответствуют требованиям: Caterpillar (серии 3300-3500); Cummins (кроме серий В и С); Deutz-MWM группа D (кроме серий 232 и 816); Iveco-AIFO. Характеристики вышеперечисленных масел представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики масел для газовых двигателей [7].

Марка	Класс SAE	Кинематическая вязкость, мм ² /с		Индекс вязкости	Температура, °С		Сульфатная зольность, %	Щелочное число, мг КОН/г
		40°С	100°С		вспышки	застывания		
Mobil Pegasus 1	40	93,8	13,0	137	238	-48	0,51	6,50
Mobil Pegasus 705	40	126,0	13,2	98	252	-18	0,52	5,60
Mobil Pegasus 610	40	131,0	13,3	98	257	-18	0,98	10,80
Total Nateria ML 412	40	139,0	14,2	98	240	-12	1,30	12,10
Total Nateria ML 408	40	142,0	13,8	96	220	-12	0,90	8,10
Total Nateria MH 30	30	106,0	11,8	100	240	-15	0,43	5,5
Total Nateria MH 40	40	142,0	14,8	105	250	-12	0,43	5,5

Заключение

Из анализа информационных источников вытекает, что для ДВС работающем на газовом топливе, рекомендуются использовать высококачественные моторные масла, стойкие к выгоранию при высоких температурах характерных для газовых двигателей, оксидам азота, оксидам серы и применять высококачественные фильтры. Приведенные в таблице моторные масла соответствуют современным техническим стандартам, отвечают уровню качества моторных масел, что является приемлемым их использование в двигателях внутреннего сгорания работающем на газовом топливе. Помимо перечисленных масел существуют и другие масла, соответствующие предъявляемым к ним требованиям предприятий- изготовителей двигателей.

Литература

1. Савич, Е.Л. Легковые автомобили: учебник / Е.Л. Савич. – Минск: Новое знание, 2013. – 758 с.
2. Беляев, С. В., Давыдов Г. А. Проблемы и перспективы применения газомоторных топлив на транспорте//С.В. Беляев, Г.А. Давыдов.- Resources and Technology:— 2010.— с. 13—16.
3. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина.- Москва, 2005.-479 с.
4. Григорьев, М.А. Качество моторного масла и надежность двигателей /М.А. Григорьев. – Москва: Изд-во стандартов, 1981. – 232 с.
5. Konnov A. A., Javed M. T., Kassman H., Irfan N. NO_x Formation, Control and Reduction Techniques// Handbook of Combustion. Volume 2: Combustion Diagnostics and Pollutants.— Wiley, 2010.— P.439–464.
6. Рекомендации фирмы Камминз по применению и анализу моторных масел. Service Bulletin Number 4960819-07, 2009. – 23 с.
7. Зарубежные масла, смазки, присадки, технические жидкости : Международный каталог. Вып. 3/00 0 /«Издательский центр «Техинформ» МАИ». - Москва: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2005. - 380 с.

ПРОИЗВОДСТВО ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ.

Введение

В Решении Президента и правительства к 2023 году произвести 1000 кг зерна, 1000 кг картофеля, 1000 кг молока на душу населения. Для получения сельскохозяйственной продукции в таком объеме планируется повысить плодородие почв за счет увеличения объема внесённых органических удобрений, в том числе с использованием торфа и сапропелей, в объеме не менее 40 млн. тонн в год (10 тонн на гектар пашни). Наряду с обеспечением растений питательными элементами органические удобрения являются существенным источником органического вещества. Они улучшают физические, химические и биологические свойства почвы (влагоемкость, способность к накоплению и превращению питательных веществ в структуру почвы, фитопатогенные защитные свойства). Использование навоза в качестве ограниченного удобрения является одним из определяющих факторов в системе мер по повышению плодородия почвы [1].

Основная часть

Отечественный и зарубежный опыт ведения сельскохозяйственного производства показал, что с ростом применения минеральных удобрений, значение органических не только не снижается, но даже повышается. Органические удобрения обеспечивают накопление гумуса в почве, улучшают её физико-механические свойства и водно-воздушный режим, создают условия для более эффективного использования минеральных удобрений.

Основными видами органических удобрений в настоящее время является навоз и птичий помет. Однако объемы производства их, во-первых, не обеспечивают бездефицитного баланса гумуса пашни, во-вторых, из-за массового перевода животных на бесподстилочное содержание ухудшились физико-химические свойства навоза, использование которого без подготовки сопряжено с большими трудностями и потерями элементов питания растений.

Использование бесподстилочного навоза и его обработка в растениеводстве осуществляется тремя основными технологиями [2]:

- транспортировка и распределение жидкого навоза специальными цистернами-разбрасывателями;
- разделение навоза на жидкую и твердую фракции, подача жидкой фракции в оросительную сеть, вывоз твердой фракции на поля мобильным транспортом;
- приготовления торфонавозных, солоmistых и других компостов.

Выбор технологии определяется многими факторами поголовье животных, наличием достаточного количества сельскохозяйственных угодий для полной утилизации навоза, почвенно-климатических и организационно-хозяйственных условий и др.

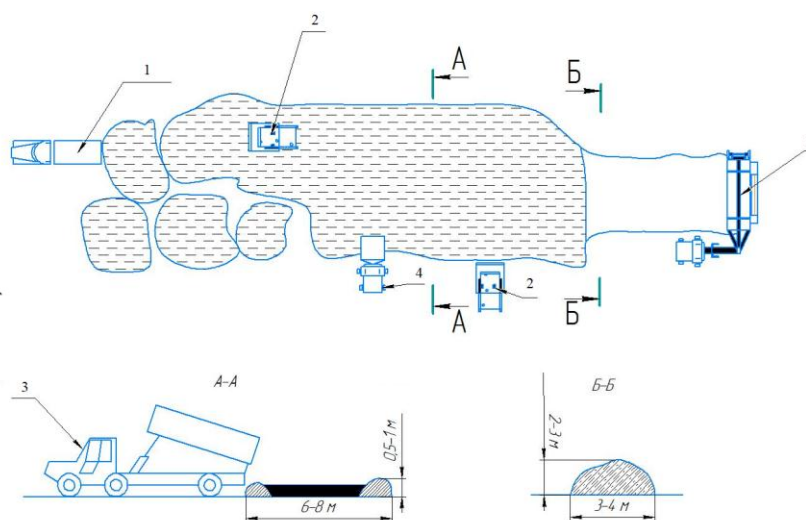
Основным резервом увеличения производства и улучшения качества органических удобрений является широкое использование торфа и других влагопоглощающих материалов. Но их применение непосредственно в качестве органических удобрений, из-за ряда причин (повышение кислотности, недоступность элементов питания растений и т.д.) малоэффективно. Поэтому для бездефицитного баланса гумуса необходимо организовать в каждом хозяйстве полное и рациональное использование всех имеющихся ресурсов органических и других местных удобрений, расширение объема работ по приготовлению компостов с использованием торфа, известковых материалов из фосфоритной муки и других материалов.

В результате компостирования торфа с навозом, проходящего в аэробных условиях [3]:

- повышается доступность азота и влагопоглощающих компонентов компоста растениями, так по данным (Ё.М. Бодрова, О.Д. Озолина) 20% от валового содержания азота торфа переходит в легкодоступные формы для растений;
- снижается кислотность торфа;
- благодаря высокой влагоемкости (до 180%) и поглотительной способности торфа, резко сокращаются потери навозной жижи и аммиачного азота, выделяющегося при хранении как подстилочного, так и бесподстилочного навоза;
- теряют жизнеспособность семена сорных растений, яйца гельминтов, снижается до безопасной концентрации патогенная микрофлора, содержащиеся в навозе.

Технологические операции приготовления компостов со смешиванием компонентов на площадке были проведены возле молочно-товарной фермы на 400 голов в экспериментальной базе им. Суворова Узденского района (рисунок 1) [1]. Для приготовления компостов был выбран участок исключающий затопление поверхностными и грунтовыми водами. На выровненную площадку доставили торф и выгружали, полученные кучи затем бульдозером разравнивали так, чтобы толщина слоя торфа составляла 0,25...0,3 м. На подготовленный и выровненный слой торфа завозили необходимое количество навоза. Соотношение навоза и торфа считается от их исходной влажности. Навоз выгружали на торфяную подушку в кучи в шахматном порядке, после чего разравнивали бульдозером и смешивали с торфом.

При влажности навоза свыше 90% толщину слоя торфяной подушки доводят до 0,5...0,7 м, через 5...6 м длины торфяной площадки делают перемычки из торфа, образуя своеобразные корыта, куда и заливают жидкий навоз. Отсеки заполняют последовательно, начиная с торца бурта. По мере поглощения жидкого навоза каждую ячейку засыпают торфом с помощью бульдозера, а затем смесь перемешивают. Из увлажнённой торфяной массы, ТО-18 формирует промежуточный штабель.



1-автомобиль; 2-бульдозер; 3-транспортное средство для подвозки навоза;
4 - ТО-18; 5-аэратор.

Рис.1 - Технологическая схема компостирования навоза:

В начальный период в процессе компостирования участвуют мезофильные аэробные микроорганизмы, оптимальная температура для которых находится в пределах 20...30 °С. С ростом температуры в действие вступают термофильные аэробные микроорганизмы, которые, при соблюдении определённых условий поднимают температуру компостной смеси до 65 °С. При такой температуре семена сорных растений теряют всхожесть, происходит полная очистка компостной смеси от патогенной микрофлоры. Как правило, за 2...4 суток большая часть штабеля, при соблюдении оптимальных условий, достигает температуры 55 °С, которая находится в центре штабеля, так называемом ядре, в стороны от которого температура снижается за счет выхода тепла в окружающую среду. В целях обеспечения тепловой самоизоляции (выделение тепла в окружающую среду) минимальный размер штабеля делают в пределах: ширина – не менее 1-1,5 м и высота - не менее 0,8 м [1].

Активная жизнедеятельность аэробных микроорганизмов требует наличия определенного количества кислорода, оптимальная концентрация которого в объеме компостной смеси находится в пределах 5...15 %. Недостаток кислорода ведет к затуханию ферментации, охлаждению штабеля и неполной стабилизации.

В РУП НПЦ НАН Беларуси, под руководством доктора технических наук, профессора Степука Л.Я. был разработан смеситель-аэратор АСК-3,5, осуществляющий распределение воздуха в массе с одновременным ее перемешиванием [1].

Заключение

Приготовление качественных органических удобрений на основе навоза (помета) и различных влагопоглощающих материалов, основывается на микробиологических процессах, протекающих в

аэробных условиях, позволяет увеличить объемы производства органических удобрений, обезвредить их от жизнеспособных семян сорняков и патогенной микрофлоры, сократить до минимума наблюдающееся в производстве огромные потери навозной жижи и аммиачного азота.

Список использованных источников

1. Кольга Д.Ф. Переработка навоза в экологически безопасные органические удобрения / Д.Ф.Кольга, А.С.Васько. – Минск: БГАТУ. – 128с.
2. Агропромышленный комплекс: Сельское хозяйство / СБ. Шапиро [и др.]; Министерство сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь. – Т.1. – 2008. – 284 с.
3. Агрохимические регламенты повышения плодородия почв и эффективного использования удобрений / ВВ. Лапа [и др.]. – Горки: БГСА, 2002. – 48 с.

44. А.М. Пахучий, Харківський національний аграрний університет ім.В.В.Докучаєва МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБЧІСУЮЧОГО БАРАБАНУ ЖНИВАРКИ

Традиційна комбайнова технологія збирання зернових культур, при якій обмолоту піддається вся вирощена маса рослин, є енерго- і ресурсовитратною. Як показують результати досліджень та передовий досвід підвищити енерго- і ресурсоефективність комбайнів на збиранні зернових культур можна шляхом застосування комбайнового обчислення. При збиранні за цією технологією навішується на комбайн обчислююча жниварка здійснює обмолот суціль рослин на корені, подаючи в молотарку комбайна зернополовисту масу, замість всієї вирощеної маси, співвідношення зерна до соломи в якій становить від 0,9 до 2,0. Продуктивність комбайна збиранні збільшується в 1,5-2,0 рази, а витрата палива знижується на 30-40%.[1-5].

При цьому, незважаючи на те, що сучасні технології досягли належного рівня, недоліки збирання деяких перспективних культур, в тому числі й льону олійного, є наявними й досі, що зумовлено їх морфологічними особливостями[6,7]. Такий стан спонукає до необхідності в дослідженні процесу обчислення льону олійного та обґрунтування раціональних параметрів робочих органів жниварки.

Теоретичне модулювання процесів обчислення дозволяє, з певними припущеннями, отримати раціональні значення конструктивно-технологічних параметрів робочих органів та скоротити час, що необхідний для удосконалення існуючих та розробки нових технічних засобів. Внаслідок введення спрощень в теорію, деякі явища, що супроводжують обчислення, випадають із розгляду або враховують досить наближено, тому розробка більш досконалих моделей процесів обчислення рослин на корені є на сьогодні актуальною задачею сільськогосподарського машинобудування.

Аналіз конструкцій жниварки обчислюючого типу для збирання сільськогосподарських культур вказує на перспективність їх застосування [8]. Відомі наукові дослідження направлені на підвищення ефективності обчислюючих жниварок у технології збирання зернових та інших культур шляхом обґрунтування конструктивно-режимних параметрів їх робочих органів. Питання підвищення ефективності обчислюючих пристроїв розглянуто в роботах [9-16] та ін. Слід відмітити, що у більшості зазначених вище робіт при теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних і кінематичних параметрів недостатньо точно й повно враховано властивості культур, що збираються, напрям і модуль робочої швидкості поступального руху, взаємодія стебельної частини врожаю з обчислюючим барабаном пристрою.

Взаємодію стебла льону олійного з обчислюючим барабаном жниварки будемо розглядати після його взаємодії з обтікачем (рис.1), припускаючи, що коливання відбуваються в одній головній площині стебла рослини, коли матимемо справу з плоским вигином.

Площину вигину приймемо за координатну площину xOy. При складанні диференціального рівняння руху будемо виходити з припущення, що поперечні розміри стебла малі у порівнянні з його довжиною. У такому випадку при вивченні перших (найбільш низьких) типів коливань можна користуватися наближеним рівнянням для зігнутої осі:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -M, \quad (1)$$

звідки подвійним диференціюванням отримуємо

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = q, \quad (2)$$

де q – інтенсивність суцільного навантаження, Н/м.

Стебло рослини виконує затухаючі коливання, тому при складанні рівняння його руху необхідно взяти до уваги сили інерції і сили опору повітря:

$$\begin{aligned} q &= \frac{1}{h_t} \left(-m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \eta \frac{\partial y}{\partial t} - P - G_I - G_{II} \right) = \\ &= -\frac{G_I + G_{II}}{gh_t} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \frac{\eta}{h_t} \frac{\partial y}{\partial t} - \frac{\pi^2 EI}{4h_t^3} - \frac{G_I + G_{II}}{h_t} = \\ &= -\frac{m}{h_t} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \frac{\eta}{h_t} \frac{\partial y}{\partial t} - \frac{\pi^2 EI}{4h_t^3} - \frac{mg}{h_t}, \end{aligned} \quad (3)$$

де h_t – довжина стебла, м;

m – маса рослини, кг;

η – коефіцієнт опору повітрю, Н·с/м;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Провівши розрахунки остаточно маємо координати максимально відхиленого стебла від початкового положення:

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{\infty} \left(-\frac{C}{B} + D_1 \cdot e^{\frac{1}{2}(-A-\sqrt{A^2-4B})\Delta t_2} + D_2 \cdot e^{\frac{1}{2}(-A+\sqrt{A^2-4B})\Delta t_2} \right) \times \\ &\times \left(\frac{K_1 \pi i}{h_t} \cos\left(\frac{\pi i x_e}{h_t}\right) + \frac{K_2 \pi i}{h_t} \sin\left(\frac{\pi i x_e}{h_t}\right) \right) = 0, \\ &y_e = y(x_e), \\ &A = \frac{\eta}{m}, \quad B = \frac{\pi^4 i^4 EI}{mh_t^3}, \quad C = \frac{2K_1}{\pi i} \left(\frac{\pi^2 EI}{4mh_t^2} + g \right) (1 - (-1)^i) \end{aligned} \quad (4)$$

В зв'язку із складністю аналітичного вирішення рівняння (4) приймаючи відповідні значення констант з використанням програмного пакету Wolfram Mathematica отримуємо графіки залежності часу Δt_2 , координат верхньої частини стебла x_e і y_e від його технічної висоти h_t в діапазоні 0,3–0,4 м і густоти стояння рослин N в діапазоні 60–80 шт/м (рисунки 2–4).

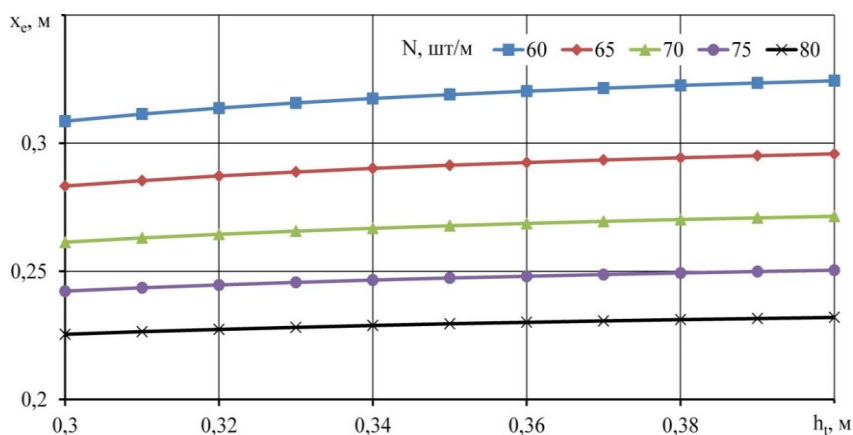


Рис. 2. Залежність значення координати верхньої частини стебла x_e від його технічної висоти h_t і густоти стояння рослин N

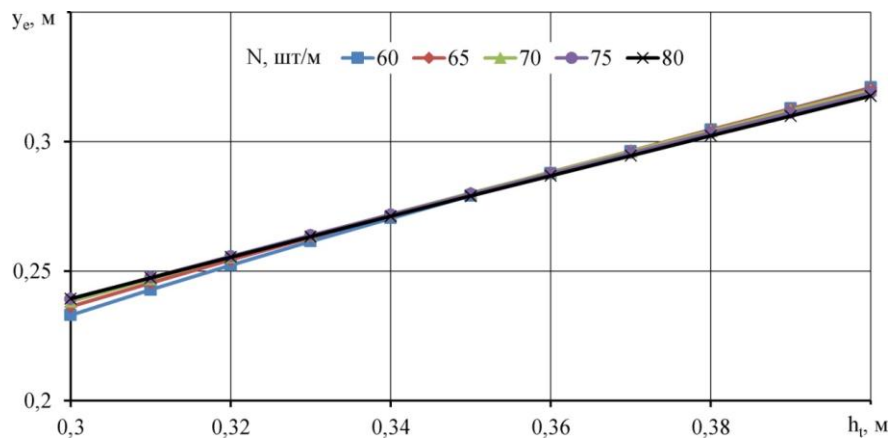


Рис. 3. Залежність значення координати верхньої частини стебла y_e від його технічної висоти h_t і густоти стояння рослин N

Аналіз графіків на рисунках 2-4 показує, що значення координат верхньої частини стебла x_e і y_e змінюються в діапазонах 0,22–0,32 м і 0,22–0,32 м відповідно. Приймаючи середнє значення $x_e = 0,27$ м і $y_e = 0,28$ м згідно рисунку 1 отримуємо значення радіусів обчислюючого барабану $R_{out} = y_e = 0,28$ м, $R_m = R_{out} - b_p/2 = 0,25$ м, $R_{in} = R_{out} - b_p = 0,22$ м, координат центру $y_c = y_e = 0,28$ м і $x_c = x_e + R_m = 0,52$ м.

Література

1. Погорелый Л.В. Прогноз развития технологий и техники для уборки зерновых культур на первую четверть XXI века / Л.В. Погорелый, С.Н. Коваль // Перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: сб. док. междунар. науч.-технич. конф. – Мелитополь: ТГАТА, 2003. – С. 17-21.
2. Сысолин П.В. Проблемы и перспективы внедрения в Украине технологии уборки зерновых колосовых культур методом очесывания колосков / П.В. Сысолин, И. Иваненко // Техника АПК. – 2008. - № 5. – С.24–29.
3. Леженкин А.Н. Технология уборки зерновых методом очеса растений на корню: состояние и перспективы/ А.Н. Леженкин, В.И. Кравчук, А.С. Кушнарв. – Дослідницькое. – 2010. - С. 40-44.
4. Леженкин А. Н. Механизация уборки зерновых культур с использованием очесывающих устройств: монография / А. Н. Леженкин. - СПб: СПбГАУ, 2005. - 332 с.
5. Шварцман М. Е., Тимченко А. В Уборка урожая колосовых культур методом обмолота растений на корню жаткой двухбарабанной очёсывающего типа «Славянка УАС». – Электрон. Дан. – 2014. – Режим доступа: <http://ukragroserve.com.ua>.
6. Борисоник З.Б. Справочник по масличным культурам / З.Б. Борисоник. – К.: Урожай, 1988. – 167 с.
7. Сай В.А. Технологія вирощування, збирання та первинної переробки льону олійного / В.А. Сай. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – 168 с.
8. Пахучий А.М. Аналіз та напрямки підвищення ефективності жниварок обчислюючого типу / А.М. Пахучий // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2018. - 13. – С. 55-61
9. Гончаров Б.И. Исследование рабочего процесса очёсывающего устройства для обмолота риса на корню с целью уменьшения потерь зерна. Автореф. дис. канд. техн. наук, М., 1982. – 17 с.
10. Бурьянов М.А. Оценка новых нетрадиционных технологий уборки зерновых колосовых культур / А.И. Бурьянов, А.И. Дмитренко, М.А. Бурьянов // Техника и оборудование для села. – 2010. - №10. – С. 16-19.
11. Косилов Н.И., Моисеенко О.В. Параметры и режимы работы рабочих органов жатвенной машины для уборки колосовой части урожая // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2006, №6, с.9-11.
12. Алакин В. М. Кинематические характеристики однобарабанного очесывающего адаптера / В. М. Алакин, В. Ю. Савин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2010. - №11. – С. 7-8.

13. Голубев И.К. Обмолот риса на корню двухбарабанным *очесывающим* устройством /Б.И.Гончаров, П.Л.Шабанов, Н.К.Самофалов и др.//Тракторы и сельхозмашины. -1986. - № 2. - С35-38.
14. Сисолін П.В., Мороз М.М. Визначення робочого діапазону колової швидкості гребінки обчісуючого барабану // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Львів. – 1999. – С. 112-115.
15. Машков О.М. Теоретичне обґрунтування параметрів бітера-відбивача очісуючого пристрою // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв. – 1999. – Вип. 2 (7). – С. 156-161.
16. Погорелый Л., Теоретические и экспериментальные исследования очесывающих жаток /Л.Погорелый, С.Коваль, Г.Макушин // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. - Зб. наук, праць / УкрНДПВТ. - Вип. 3(17).- Дослідницьке, 2000. - С. 14-20.

45. М.В. Семененко, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України

АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Ефективний та орієнтований на ринок транспортний комплекс, який в змозі надавати транспортні послуги міжнародного рівня, є однією з необхідних передумов функціонування сучасної економіки. При цьому пріоритетною умовою сталого розвитку є умова зменшення негативного впливу транспорту на середовище за рахунок використання сучасних дорожніх транспортних заходів та прогресивних транспортних технологій.

Зростання обсягів перевезень, яке основним чином приходиться на автотранспорт, значно ускладнило транспортну ситуацію в Європі, що характеризується такими аспектами:

- значним негативним впливом на екосистеми та здоров'я населення через забруднення атмосфери викидами ДТЗ;
- надмірним споживанням видобувного невідновлюваного палива і, відповідно, зростанням обсягів викидів в атмосферу „парникових” газів (зокрема CO_2);
- використанням значних площ земель для будівництва об'єктів транспортної інфраструктури.

Ці негативні аспекти призводять до зростання соціально-економічних витрат від транспортної діяльності.

Екологічно безпечним вважається транспорт, що безпечний для людського здоров'я та екосистем, використовує відновлювані ресурси з меншими темпами, ніж темпи їх відновлення, та використовує невідновлювані ресурси з нижчими темпами, ніж розвиток відновлюваних замінників.

Таким чином до критеріїв екологічної безпеки транспорту поряд з тими, які безпосередньо характеризують рівень забруднення середовища, відносяться критерії, що характеризують ефективність споживання енергоресурсів. Адже за однакових умов менше споживання палива означає менше забруднення середовища.

Екологічна безпека окремого дорожнього транспортного засобу характеризується ефективністю паливовикористання та рівнем забруднення середовища, які, в свою чергу, залежать від паливної економічності та екологічних показників двигуна, яким обладнаний транспортний засіб.

Тому покращення паливної економічності та екологічних показників двигуна існуючих транспортних засобів є одним з ефективних напрямків підвищення екологічної безпеки транспортних засобів, що знаходяться в експлуатації.

Потреба наукового підходу до оцінювання та вибору способів підвищення екологічної безпеки транспортного засобу різного призначення диктується все зростаючими вимогами до екологічної безпеки як окремого автомобіля чи автобуса, так і парку транспортних засобів загалом.

Актуальність цих питань сьогодні ще більше підвищується, зважаючи на стан автомобіле- та двигунобудівної промисловості, стан та структуру автомобільного парку, стан довкілля в Україні, особливо в населених пунктах, де основну частку в забрудненні довкілля складає автотранспорт.

До пошуку нових методів і засобів підвищення екологічної безпеки транспортного засобу спонукають перспективні зміни в структурі паливних ресурсів, зокрема зростання дефіцитності нафтових та розширення використання альтернативних палив.

46. Semenenko M, National University of life and environmental Sciences of Ukraine

ASSESSMENT OF RISK TO HUMAN HEALTH FROM THE HARMFUL EMISSIONS OF AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

The concept of risk in general is a system approach that includes the main elements: risk assessment, risk management and risk perception.

At present, the tasks of identifying hazards and risk assessment procedures at optimal and emergency functioning of stationary and mobile sources of pollutant emissions are more solvable tasks.

The methodology of risk assessment, namely the influence of chemical components on the state of health of the population, was first used in the United States since the 80s of the last century. Since then, a large number of methods have been developed to identify different types of risk, and many different reasons have been identified that led to the need for such an assessment.

Risk analysis is a part of a systemic approach for making a decision, procedures and practical measures to address the objectives of preventing or reducing the risk to human life and the environment.

In our country, this is commonly called "industrial safety", and abroad risk management.

In this case, Risk Analysis or Process Hazard Analysis is defined as the systematic use of available information for hazard identification and risk assessment for individuals or groups of people, property or the environment [1]. Risk analysis is to identify (identify) hazards and risk assessment.

Danger is the source of potential harm or damage, or the situation with the possibility of causing harm, and the risk or degree of risk (risk level) is the combination of the frequency or probability and the consequences of a particular hazard [2].

That concept of "risk" always includes two elements:

- the frequency with which a dangerous event occurs;
- consequences of a dangerous event.

The use of the notion of risk, thus, allows you to translate the danger into a category of measured categories.

Risk, in fact, is a measure of danger.

While the principles and methods for evaluating chemicals which are not carcinogens are relatively similar across countries, it is noteworthy that approaches to assessing the risk of carcinogenic chemicals vary considerably. There are not only significant differences between countries, but even in one country different regulatory agencies, committees and scientists use or advocate different approaches to risk assessment.

The risk assessment of substances which are not carcinogenic is consistent enough and has a long tradition, in part because of a long history and a deeper understanding of the nature of the toxic effects compared to carcinogens, and a higher level of consensus and trust on both scientists and the general public regarding methods used and the results obtained. In the late 1960s and early 1970s, the regulatory authorities of various countries - beginning with the US - faced a problem whose importance increased every day, in which the approach based on the factor of safety was considered by many scientists as unsuitable and even dangerous. It was about chemicals that, under certain conditions, increased the risk of cancer in humans and animals. These substances have received the working title of carcinogens. There are still disputes over the definition of a carcinogen and there are various opinions on methods for the identification and classification of carcinogens, as well as the process of the occurrence of cancer under the influence of chemicals.

Risk assessment is the use of available information and scientifically based forecasts to assess the risk of adverse environmental factors and human health conditions.

It is known that the calculation of risks and their characteristics are separately for carcinogenic and non-carcinogenic effects.

Consider carcinogenic risk:

$$Rind = C \times Uri, \quad (1)$$

where *Rind* - is an annual individual (additional to background) risk

cancer development (year⁻¹);
 C - average daily concentration of pollutant,
 which affects a person throughout his life ($\mu\text{g} / \text{m}^3$);
 Uri - is a single risk for inhalation exposure, characterizing the risk value for one unit of
 concentration of a pollutant in air for one year [$(\mu\text{g} / \text{m}^3) \cdot \text{year}$]⁻¹.

I

In the methodology of risk assessment, the combined effect of carcinogenic factors is considered to be additive, therefore the total carcinogenic risk is calculated by the formula:

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_2 + \dots R_n, \quad (2)$$

where R_{Σ} - total carcinogenic risk from exposure to several toxicants;

R_1, R_2, R_n - carcinogenic risks caused by the influence of the
 Components of a mixture of chemicals.

For example, in our case, the number of cases of cancer in a population that has been exposed to a toxicant on the research object is additionally 1 man of 10 thousand. a man during 3 years [2].

The study of proposed methods and models, in the opinion of the author, will allow practitioners and scientists, based on the application of the proposed mathematical apparatus for analysis (or further development), to minimize the risk and optimally manage them, especially in areas with high man-made stress. The knowledge gained may prove to be useful in practice

activity at:

- development of recommendations on possible measures of regional level, aimed at reducing negative impacts environmentally hazardous industrial production;
- forecasting the economic development of the regions, taking into account anthropogenic pressures on the environment;
- identification of critical areas where a reduction in uncertainty leads to the most effective evaluation reliability of the risk and, thereby, ensure the best ways to reduce it.

REFERENCES

1. Semenenko M.V. Anthropogenic - loaded territory and the risk to public health urban planning and territorial planning: Scientific and technical collection/KNUBA.- Kiev, 2013.-№47-P. 563-569
- 2.Semenenko M.V. The impact of air pollution from anthropogenic sources on human health: monograph/ M. V. Semenenko.- K.: NU,2016.- 405с. - ISBN 978-617-7396-28-3.

47. М.Д. Воєвідко, В.С. Бончик, к.т.н., доцент, П.П. Федірко, Подільський державний аграрно-технічний університет

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВОГО З'ЄДНАННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Недостатньо широке застосування гідроприводу в мобільній сільськогосподарській техніці пояснюється наступними причинами: специфікою вимог до приводів робочих органів; важкими умовами роботи і зберігання сільськогосподарських машин; обмеженою номенклатурою гідроагрегатів; їх низьким технічним рівнем; високою вартістю і ін. [1].

Аналізуючи технічні вимоги до приводів сільськогосподарських машин, можна виявити потребу в гідрофікації наступних їх груп:

- сівалки з пневмовисівом (високооборотні вентилятори);
- автоматичні проріджувачі (швидкодіючий привід ножів);
- машини для внесення мінеральних і органічних добрив (розкидаючі диски, транспортер);
- машини для хімічного захисту (ті, що розпилюють дикі, вентилятори, мішалка);
- зернозбиральні комбайни (мотовило жниварки, шнек і ріжучий апарат жниварки, похила камера, молотарка, соломотряс, вентилятор очищення, шнеки, вібратори, ходова частина, рульове управління);
- кукурудзо-, корене- і картоплезбиральні комбайни (транспортери, бітери, молотарка, копачі, елеватори, шнеки, рульове управління);
- плодо- і ягодозбиральні машини (транспортери, вібратори, вентилятори).

З аналізу видно, що найбільш енергонасиченими (з позиції гідрофікації) є зернозбиральні комбайни, які при достатньо високому ступені гідрофікації органів управління мають явно низький

рівень застосування гідроприводу активних робочих органів [2].

Проведені дослідження дозволили виявити ряд активних робочих органів зернозбиральних машин, гідрофікація яких значно підвищить їх експлуатаційну ефективність. До таких робочих органів відноситься жниварка (зокрема мотовило, шнек, ріжучий апарат), вентилятор очищення, ходова частина, вивантажний шнек і т.д.

Умови експлуатації жниварки виявили необхідність застосування для приводу її робочих органів низько- і середньообертових гідромоторів.

Дослідженнями гідроприводу ходової частини комбайна встановлена перспективність використання трьохмашинної схеми з насосом змінної продуктивності і гідромоторами із ступінчастозмінним об'ємом.

Для забезпечення точності водіння комбайна, необхідний насос-дозатор з дублюючим коливальним блоком, як який найбільш доцільне застосування елементів силового з'єднання (витіснювачів) планетарного гідромотора.

Таким чином, для гідрофікації робочих органів розглянутих сільсько-господарських машин необхідно розробити і впровадити на виробництві наступну номенклатуру гідромашин: низько - , середньо - , і високообертових гідромоторів, насосів-дозаторів рульового управління та інші.

Необхідно відзначити, що запропонована конструкція модернізованого гідромотора залежно від режиму роботи витіснювачів може використовуватися як низько- і середньообертовий гідромотор (при планетарному режимі), а також як високооборотна гідромашина – при героторном режимі.

У запропонованому гідромоторі використаний принцип універсалізації складових елементів. Такий підхід до розробки гідромашин дозволить швидше освоювати різноманітну номенклатуру з уніфікованих деталей і вузлів, а також разом з масовою продукцією, що випускається, здійснювати випуск малосерійних виробів, необхідних для вирішення приватних завдань приводу і управління робочими органами сільськогосподарських машин.

Економічна ефективність впровадження запропонованої розробки гідроприводу жниварки визначається в основному підвищенням надійності і ефективності її використання, а також зниженням трудомісткості при виготовленні і експлуатації гідромотора приводу [3,4].

Використання в гідромоторі приводу жниварки розробленої конструкції витіснювачів дозволяє понизити в 1,9 разу загальну трудомісткість їх виготовлення, зменшивши її на 9,6 год на один гідромотор. Економічна ефективність від впровадження запропонованої конструкції витіснювачів за попередніми розрахунками складе 21,31 грн. в рік на один гідромотор.

Список літератури

1. Волошина А.А., Мілаєва І.І., Кюрчев С.В. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини. Праці ТДАТА, Вип.2, т.17. – Мелітополь, 2000, С.95-102.
2. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог в 2-х частях.- М., 1990 – 240с.
3. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / Под ред. Немировского. Киев.: Техника, 1989 - 138с.
4. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: Конструкция и расчет.- М.,1990. – 68 с.

48. С.М. Лісовий, В.С. Бончик, к.т.н., доцент, П.П.Федірко, Подільський державний аграрно-технічний університет

ПЕРСПЕКТИВНІ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В УКРАЇНІ

При розробці концепції розвитку біоенергетики в Україні за основу була прийнята концепція Данії. Обидві країни мають відносно малу територію вкриту лісом (близько 14%) та сильно розвинутий сільськогосподарський сектор, що веде до подібної структури потенціалу біомаси в цих країнах.

В Україні найбільш перспективними для комерційного використання можна вважати наступні технології:

- промислові деревноспалювальні котли потужністю 0,1–5 МВт для встановлення в лісгоспах та на деревообробних комбінатах;
- деревноспалювальні станції централізованого теплопостачання потужністю 1–10 МВт;

- соломоспалювальні фермерські котли та котли для теплопостачання найближчих споживачів, потужність 0,1 – 1 МВт;
- соломоспалювальні станції централізованого теплопостачання потужністю 1–10 МВт;
- біогазові установки для великих ферм ВРХ, свиноферм, птахофабрик та підприємств харчової промисловості [1].

Приоритетного розвитку потребують технології прямого спалювання деревини, в першу чергу для вироблення теплоти та технологічної пари. Впровадження міні-ТЕЦ буде рентабельним в разі значного зростання цін на електроенергію або в разі субсидування. Отримання теплоти з біомаси є економічно вигідним вже зараз, навіть в разі використання імпортного обладнання. Україна також має можливість розпочати власне виробництво деревно- та соломоспалювальних котлів.

Технології спалювання соломи також є дуже перспективними для України. Але розповсюдження цих технологій потребує вирішення ряду питань організації збирання, пресування тюків, транспортування та зберігання соломи. Перш за все, найкращі перспективи для впровадження на сільськогосподарських підприємствах мають фермерські котли та котли для теплопостачання найближчих споживачів потужністю 0.1–1 МВт. Після демонстрації переваг цих котлів, великі станції централізованого теплопостачання також мають гарні можливості для комерціалізації. Щодо міні-ТЕЦ на біомасі потужністю 1 – 10 МВт, ми обмежуємо їх місце у концепції розвитку біоенергетики в Україні лише двома демонстраційними станціями (одна на деревині та одна на соломі) доки суттєво не виросте ціна на електроенергію [2].

Великі біогазові установки також грають важливу роль в концепції. Їх широке впровадження можливе на свинофермах (з поголів'ям більше 12 тис.), фермах ВРХ (з поголів'ям більше 1 тис.), птахофабриках та підприємствах харчової промисловості. По наших оцінках в Україні може бути збудовано 2903 біогазових установок, включаючи 295 установок на свинофермах, 130 - на птахофабриках та 2478 - на фермах ВРХ та підприємствах харчової промисловості.

Використання газу звалищ є найбільш прибутковим на промислових підприємствах, розміщених неподалік від самих звалищ. Якщо неможливо утилізувати газ звалищ у промисловості, можна використати децентралізовані міні-ТЕЦ на основі газових двигунів внутрішнього згоряння.

Виробництво рідких палив з біомаси малоімовірно в Україні найближчим часом, тому що їх собівартість буде значно вище вартості традиційних рідких палив. Основні зусилля у цій області повинні бути сконцентровані на дослідницьких та демонстраційних проектах. Теж саме можна сказати відносно технологій швидкого піролізу та газифікації біомаси [3].

Результати техніко-економічного аналізу показують, що вироблення електроенергії з біомаси є зараз нерентабельним через низьку ціну на електроенергію на українському ринку, але вироблення теплоти з біомаси є конкурентоспроможним і має гарний шанс на комерціалізацію. Найбільш перспективними для України є наступні технології:

- деревноспалювальні станції централізованого теплопостачання (1-10 МВт) та промислові деревноспалювальні котли (0.1-5 МВт) для встановлення у лісгоспах та на деревообробних комбінатах;
- соломоспалювальні фермерські котли та котли для теплопостачання найближчих споживачів (0,1-1 МВт), а також станції централізованого теплопостачання (1-10 МВт);
- біогазові установки для великих ферм ВРХ, свиноферм, птахофабрик та підприємств харчової промисловості.

Найбільш перспективною стратегією розвитку біоенергетичних технологій в Україні, по крайній мірі на першому етапі, може бути випуск відповідного ліцензійного Європейського обладнання на промислових підприємствах України.

Список літератури

1. Шевцов А.І., Земляний М.Г., Дорошкевич А.З. та ін. Енергетична безпека України. Стратегія та механізми забезпечення. — Д.: Пороги, 2002. — 264 с.
2. Адаменко О.М., Височанський В., Лютко В., Михайлів М. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії. Монографія. — Івано-Франківськ: ІМЕ, 2001. — 432с.
3. Забарний Г.М., Шурчков А.В. Енергетичний потенціал нетрадиційних джерел енергії України. К. — 2002. - 112с.

ОСНОВНІ ПЕРЕВАГИ ПРОФЕСІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ДИЗЕЛЬНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

У сучасному ремонтному виробництві все більше зустрічаються з несправностями дизельної паливної апаратури. Дизельне паливо, відоме як одне з найбільш економічних і продуктивних видів робочої суміші. Незважаючи на всі позитивні сторони розглянутої апаратури, дизельний двигун, здатний приходити в несправність. Для виявлення причин несправностей паливної системи і правильного порядку дій, необхідно розуміти основні принципи діагностики.

Діагностика дизельного двигуна і паливної системи, має на увазі чималий радий робіт з виявлення стану - робочої системи автомобіля. Для того, щоб виявити несправність паливної системи і її масштаби, може знадобитися професійна діагностика. Визначення стану двигуна і паливної системи здійснюється в спеціалізованих майстернях, з використанням дорогої апаратури. Перевірка паливної апаратури та двигуна автомобіля, є складною процедурою, що вимагає певних навичок і хорошого досвіду. Виявити причину несправності й усунути її, не під силу кожному. Щоб уникнути нанесення шкоди робочим елементам двигуна, не рекомендується проводити дану некваліфікованому спеціалісту. Маючи достатню кваліфікацію і впевненість у собі, все ж, можна розібратися з характером несправності. Тим самим можна і заощадити певну кількість коштів [1].

Для якісної діагностики дизельного двигуна, будуть потрібні - спеціальне комп'ютерне обладнання та хороший досвід в ремонті паливної системи двигуна. Для перевірки двигуна, застосовують стенд, на якому можна детально розглянути його роботу. Навіть, при достатній кількості навичок і досвіду, без спеціалізованої апаратури, діагностувати двигун неможливо. Перевірка паливної системи, супроводжується певним ризиком, тому рекомендуємо довірити цю справу професіоналам. Щоб уникнути повторного ремонту або збільшення масштабів несправності, необхідно звертатися до професіоналів на ранній стадії несправності.

Найбільш часті несправності в роботі дизельного двигуна:

- робота двигуна, супроводжується дивними (нехарактерними) звуками (ймовірною причиною можуть бути -зношені клапани двигуна, або неправильна робота форсунок);
- двигун втратив потужність або довго набирає обертів (в даному випадку, це може свідчити про несправність фільтра);
- різко підвищилась витрата масла (часто, до цього призводить неправильна робота системи поршнів);
- при роботі двигуна, чітко чути постукування (до цього веде несправність клапанів);
- двигун неохоче запускається і глухне (ймовірно, засмічений паливний фільтр);
- двигун почав диміти (зазвичай, причиною є - порушення структури прокладки циліндропоршневої групи) [2].

Розглянуті несправності, найбільш часті для дизельного двигуна. При появі будь-яких з них, варто звернутися до фахівців. Не варто експлуатувати трактор, при неправильній роботі двигуна або паливної апаратури, щоб уникнути масштабних поломок і значних витрат коштів. Сучасні ремонтні майстерні обладнані усім необхідним обладнанням і допоможуть відновити правильну роботу двигуна. Не варто економити на ремонті найважливішої частини трактора. Якісний ремонт, гарантує довгу і справну роботу двигуна.

Якісна діагностика апаратури, має на увазі широкий ряд робіт, серед яких:

- Загальна оцінка стану дизельного двигуна.
- Детальна діагностика блоку циліндрів.
- Оцінка стану циліндрів і перевірка тиску.
- Аналіз стану робочої рідини.

Дизельний двигун, є складним пристроєм і вимагає чималої уваги. Регулярний догляд за паливною системою та дотримання вимог експлуатації, допоможуть продовжити термін служби трактора. При появі несправностей, необхідно оперативно звернутися в сервісної служби. Усунувши проблему на ранньому етапі, можна уникнути масштабну поломку і заощадити значну кількість коштів і часу [3].

Використання якісної паливної суміші і своєчасна заміна робочих рідин, так само, впливають на правильну і довгострокову роботу дизельної паливної апаратури. Хороший сервіс, завжди точно визначить несправність і запропонує краще рішення щодо її усунення.

Список літератури

1. Технологія ремонту сільськогосподарської техніки: Навч. посібник / М.В.Власенко, Г.Ю.Надольний, О.Р.Терхунів, В.А.Крижанівський; За редакцією М.В.Власенка.- К.: Вища школа, 1992. – 311с.
2. Сідашенко О.І., Науменко О.А., Поліський А.Я. та ін. Ремонт машин. – Київ: Урожай, 1999. – 218 с.
3. Молодик М.В., Моргун А.М. Організаційні форми технічного сервісу та прогноз їх розвитку в ринкових умовах господарювання в агропромисловому комплексі України. – Харків: ХДТУСГ, 2001. – 170 с.

50. Г.В. Берляк, к.е.н., Житомирський агротехнічний коледж

ІНВЕСТИЦІЇ, ЯК ВАЖЛИВА СКЛАДОВА РОЗВИТКУ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Аграрний сектор економіки України належить до основних та бюджетоформуючих галузей господарського комплексу України. Проте, розвиток сільського господарства знаходиться в досить складних політико-економічних умовах. Тому основною проблемою стає пошуку джерел фінансування як виробничо-господарської діяльності, так і матеріально-технічного забезпечення. Сучасне сільське господарство неможливе без нових та ефективних засобів механізації. За відсутності достатнього державного фінансування сільськогосподарські підприємства потребують значних інвестиційних надходжень, щоб забезпечити дану складову.

Окремим аспектам інвестування присвячені наукові праці таких дослідників: Гнаткович А. Д., Гнилицької Л.В., Романської Д. П., Боримської К.П., Саблука П.Т., проте, інвестування в аграрний сектор, зокрема в необоротні активи, на нашу думку, досліджено не достатньо.

Згідно із Законом України «Про інвестиційну діяльність» інвестиціями є всі види майнових та інтелектуальних цінностей, що вкладаються в об'єкти підприємницької та інших видів діяльності, у результаті якої створюється прибуток (дохід) або досягається соціальний ефект [1].

Капітальні інвестиції являють собою вкладення на створення нових, розширення, реконструкцію і модернізацію діючих основних фондів для подальшого розвитку чи функціонування підприємства, але зрозуміло, що інвестори не вкладатимуть кошти допоки не бачитимуть перспективи та стабільності для себе. За рахунок капітальних вкладень проводиться як відновлення списаних і непридатних основних фондів, так і придбання додаткових засобів праці, необхідних для розширеного відтворення[2]. Капітальні вкладення в структурі реальних інвестицій сільського господарства займають найбільш питому вагу.

Ефективне сільськогосподарське виробництво не може нормально функціонувати без гарного матеріально-технічного забезпечення, однією з складових чого є високоякісна та високопродуктивна сучасна техніка, а ключовим елементом аграрного технопарку є трактори. З початком виходу української економіки з кризи і стабілізацією курсу національної валюти активізувалися і закупівлі сільськогосподарського обладнання.

Якість вітчизняного парку сільськогосподарського обладнання змінюється відповідно до світових трендів - підвищується продуктивність тракторів, збільшується рівень комп'ютеризації та інтелектуалізації обладнання, посилюється орієнтація на його екологічність. В обсязі вітчизняного тракторного парку найбільшу частку (33,3%) складають машини потужністю 82-136 к.с. Техніка потужніше 136 л.с. застосовується найменше. [3]

З радянських часів Україна була одним з визнаних лідерів у галузі сільськогосподарського машинобудування. Однак зараз спостерігається занепад цієї перспективної галузі, і в наш час вітчизняний аграрій все більше користується імпортною технікою – як новою, так і вживаною. Протягом останніх років спостерігається значне зменшення кількості невеликих господарств та активний розвиток агрохолдингів, які постійно нарощують земельний банк, при цьому залучають у виробництво нові технології та використовують нову, високопродуктивну техніку іноземного виробництва.[4] Вітчизняний виробник сільськогосподарської техніки виявляється для них нецікавим. Тому більшість найпотужнішої та найпродуктивнішої техніки, серед яких Case IH, Cummins, Deutz, John Deere є іноземного виробництва, а для багатьох невеликих

сільськогосподарських підприємств їх самостійне придбання є надзвичайно складним. Звичайно, надіємось, що в найближчому майбутньому вітчизняні машинобудівні заводи зможуть самі забезпечувати український ринок високоякісною сучасною технікою за доступними цінами, але наразі приходится шукати інвесторів і купувати техніку за кордоном.

Формування інвестиційних пропозицій в аграрне виробництво здійснюється на економічній підставі з урахуванням швидкості повернення вкладених коштів, що можливо тільки за умови збільшення виробництва високоякісної продукції та зниження її собівартості. Інвестиції прямо пов'язані з отриманням додаткового чистого доходу і зі скороченням терміну окупності вкладень. Чим менший термін окупності, тим більше стимулів до інвестицій. Крім того, чистий прибуток, отриманий від виробництва сільськогосподарської продукції, може бути вкладений в нове виробництво.[5]

В 2017 році в Україні було освоєно та використано 412,8 млрд грн капітальних інвестицій, що на 22,1% більше, ніж в попередньому році. На сільське, лісове та рибне господарство залучили 57,8 млрд грн (14% від загального обсягу інвестицій), що на 30,7% більше, ніж 2016 року. В галузі сільського господарства та мисливства використано 56,97 млрд грн (13,8%), що на 31,2% більше попереднього року. Обсяг інвестицій в лісове господарство та лісозаготівлю залишився 760 млн грн. Водночас, на 53,7% зросли капітальні інвестиції в рибне господарство, які в 2017 році склали 58 млн грн. [6]

За період 2010—2017 рр. обсяги прямих іноземних інвестицій (ПІІ) у сільське господарство України були дуже незначними, їх частка в загальних обсягах ПІІ в Україні становила 1,72—1,33%. Причому, за аналізований період сума іноземних інвестицій в сільському господарстві зменшилась на 25%, що говорить про значний відтік іноземного капіталу з галузі (табл. 1).

Таблиця 1.

Прямі іноземні інвестиції (акціонерний капітал) у сільському господарстві України,
млн. дол. США *

	Обсяг на 1 січня								Відхилення (2017р. у % до 2010р.)
	2010р.	2011р.	2012р.	2013р.	2014р.	2015р.	2016р.	2017р.	
Усього в економіку України, млн.дол.	38992,9	45370,0	48197,6	51705,3	53704,0	40725,4	36154,5	37655,5	-3,43
Сільське, лісове та рибне господарство, млн.дол.	669,2	719,5	725,3	717,8	776,9	617,0	502,2	500,1	-25,27
Частка сільського, лісового та рибного господарства у загальних обсягах ПІІ	1,72	1,59	1,50	1,39	1,45	1,52	1,39	1,33	-22,61
Приріст ПІІ, млн. дол. до попереднього року	-144,1	50,30	5,80	-7,50	59,10	-159,90	-114,80	-2,10	-
Приріст ПІІ, % до попереднього року	-0,42	7,52	0,81	-1,03	8,23	-20,58	-18,61	-17,72	-

Примітка: *Дані без урахування тимчасово окупованої території Автономної Республіки Крим та м. Севастополя, а також без урахування частини зони проведення антитерористичної операції [6]

В свою чергу це свідчить про те, що рівень привабливості сільського господарства України для іноземних інвесторів досить низький: високі інвестиційні ризики, недостатня прибутковість на вкладений капітал, недосконала податкова система, корупційна складова, наявність військових дій, а це свідчить про відсутність інвестиційної безпеки через загальну несприятливу політико-економічну ситуацію в країні [7]. А інвесторів в першу чергу цікавлять підприємства, які можуть забезпечити за короткий час повернення вкладеного капіталу з отриманням найбільшого прибутку. З огляду на це, більш перспективними в українській економіці для них є не виробництво сільськогосподарської продукції, а її переробка. Але разом з тим, аграрії не повинні забувати про інноваційну складову при залученні інвестицій, а це означає не «проїдання» залучених ресурсів, а їх спрямування на розвиток та розширення агровиробництва.

Отже, важливою умовою забезпечення ефективності ринкових відносин в аграрному секторі економіки конкурентного типу є наявність належного інвестування. Однак, для більшості вітчизняних аграрних підприємств основним, а часто і єдиним джерелом інвестицій є власні кошти (амортизаційні відрахування та прибуток), тоді як для надійнішого фінансового забезпечення необхідно використовувати залучені кошти, а це не лише кошти державного і місцевого бюджетів, але і кошти внутрішніх та зовнішніх інвесторів. Але для цього потрібно забезпечити інвестиційну привабливість, а відповідно і інвестиційну безпеку аграрної галузі, в першу чергу за рахунок розвитку системи страхування аграрних ризиків, ліквідації корупційної складової, удосконалення нормативно-правового забезпечення, покращення податкової політики та застосування податкових пільг.

Тільки за умов належної фінансової підтримки аграрний сектор може реально формувати високі макроекономічні показники. Без створення відповідних умов для його належного фінансування на макрорівні та залучення як зовнішніх, так і внутрішніх інвестиційних ресурсів сільське господарство не зможе ефективно розвиватися.

Література:

1. Структура капітальних інвестицій в сільському виробництві України та основні джерела їх формування / В. В. Ключан, І. В. Безп'ята // Вісник Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету. 2016. № 2. С. 124-129. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vddau_2016_2_25
2. Законом України «Про інвестиційну діяльність». URL: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/1560-12>
3. Тенденції українського ринку тракторів. URL: <https://pro-consulting.ua/ua/pressroom/tendencii-ukrainskogo-rynka-traktorov>
4. Навроцький Я. Ф. Сучасний розвиток ринку сільськогосподарської техніки // Економічний аналіз: зб. наук. праць / Тернопільський національний економічний університет; редкол.: В. А. Дерій (голов. ред.) та ін. – Тернопіль: Видавничо-поліграфічний центр Тернопільського національного економічного університету «Економічна думка». 2015. Том 19. № 3. С. 63-69. ISSN 1993-0259
5. Однорог М. А. Реальні інвестиції в сільському господарстві. Ефективна економіка. 2015. № 6.
6. Державна служба статистики України. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>
7. Патики Н. І. Іноземні інвестиції в сільському господарстві України: сучасний стан та вплив на його розвиток. Інвестиції: практика та досвід. 2018. № 5. С. 26-31

51. В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, І.О. Кадикало, Національний університет біоресурсів і природокористування України

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА

В результаті проведеного динамічного аналізу механізму повороту баштового крана виявлено, що в елементах приводу та металоконструкції з вантажем на гнучкому підвісі під час процесу пуску виникають динамічні навантаження, які значно перевищують навантаження в процесі усталеного руху [1].

Перевірку, отриманих теоретичним шляхом, динамічних навантажень, що виникають в елементах конструкції крана під час процесу пуску механізму повороту здійснено шляхом проведення експериментальних досліджень на фізичній моделі баштового крана. При проведенні експериментальних досліджень динаміки руху механізму повороту підібрано необхідне вимірювально-реєструюче обладнання.

Для збору даних використано аналого-цифровий перетворювач m-DAQ 14 та комп'ютер зі встановленим на нього певним програмним забезпеченням. Цей пристрій підключається до комп'ютера за допомогою USB-порту, що забезпечує збір даних з вимірювального обладнання.

В якості вимірювального обладнання для визначення кінематичних та динамічних характеристик механізму повороту крана використовують наступні датчики. Для вимірювання амплітуди кутового відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі використано кутовий енкодер Megatron-Impulsgeber MOL40 6 3600 – BZ N. Енкодер приєднується до оголовка стріли за допомогою розробленого кріплення та плеча, яке з'єднується з енкодером за допомогою муфти і сприймає кутові відхилення канату з вантажем під час пуску механізму повороту стрілового крана.

Для визначення прискорень вібрацій в стріловій системі баштового крана під час роботи механізму повороту у горизонтальній площині запропоновано використати акселерометр

ММА7260QT. Акселерометр кріпиться безпосередньо до стріли крана, один датчик знаходиться на кінці стріли, а інший на її початку.

Швидкість поворотної частини баштового крана під час роботи механізму повороту визначалась також за допомогою інкрементального енкодера Megatron-Impulsgeber MOL40 6 3600 – BZ N, який за допомогою шестерні, яка знаходиться на валу енкодера сприймає оберти, які виникають в поворотній частині під час пуску та роботи механізму повороту баштового крана.

Під час збору даних для реєструючого обладнання потрібний стабілізований блок живлення з малим рівнем пульсацій – Hyelec HUA YI ELECTRONICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3.

Вибране вимірювально-реєструюче обладнання дало змогу провести експериментальні дослідження динаміки механізму повороту баштового крана.

Список використаних джерел

1. Ловейкін В.С., Пилипака С.Ф., Кадикало І.О. Динамічний аналіз механізму повороту стрілового крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК.Київ. 2017. Вип. 258. С. 192–202.

52. *В.М. Яропуд, к.т.н., доцент, І.А. Бабин, Вінницький національний аграрний університет* **ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАГОРТАЛЬНОГО ДИСКА КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ**

Обробіток захисних зон у просапних культур може бути виконаний: з використанням додаткових робочих органів; за рахунок забезпечення зсуву ґрунту в рядок рослин і його захисну зону; шляхом застосування складних механізмів для розпушування захисної зони культурних рослин робочим органом.

Вивчення засобів механізації обробітку міжрядь дає підставу стверджувати, що завдання вдосконалення вищеназваних напрямків залишається ще невирішеним, що обумовлює необхідність подальших досліджень щодо поліпшення технологій і пошуку нових технічних рішень для обробітку повних міжрядь просапних культур.

Також не вирішена проблема збереження культурних рослин при використанні відомих технічних пристроїв для міжрядного обробітку просапних культур.

У зв'язку з вищесказаним виникає задача розробки нових робочих органів культиваторів для міжрядного обробітку просапних культур і проведення досліджень, спрямованих на оптимізацію конструктивних параметрів і режимів використання цих робочих органів.

Теоретичне дослідження ставить за мету встановити кількісні та якісні зв'язки між параметрами, що змінюються в процесі міжрядного обробітку і параметрами загортального диска культиватора для міжрядного обробітку ґрунту.

Визначимо діаметр загортального диска з умови забезпечення найкращої якості його роботи. Оптимальне значення цього параметра має забезпечувати надійне перерізання коріння бур'янів і зрушення без обороту ґрунту в захисну зону рослин.

При зіткненні ґрунту з лезом диска виникають дві нормальні сили (рис. 1): N_1 , яка перпендикулярна поверхні ґрунту; N_2 - перпендикулярна лезу диска. Результируюча цих сил $\vec{N} = \vec{N}_1 + \vec{N}_2$ намагається виштовхнути матеріал назовні, але їй протидіє результируюча сила тертя $\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$. При якісній роботі диска повинна виконуватися умова [1]

$$N \leq F_1 + F_2 \cos \beta. \quad (1)$$

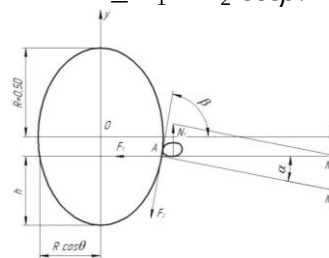


Рисунок 1. Схема силової взаємодії диска з ґрунтом.

Згідно з рисунком 1 можна записати, що $F_1 = N_1 \tan \varphi_1$, а $F_2 = N_2 \tan \varphi_2$, де φ_1 і φ_2 - відповідно кути тертя матеріалу по ґрунту і лезу диска. Нормальні сили: $N_1 = N \tan \alpha$, $N_2 = N / \cos \alpha$.

Підставляючи значення N_1 і N_2 в рівняння (1), отримаємо:

$$N \leq N \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi_1 + N \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \beta / \cos \alpha,$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi_1 + N \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \beta / \cos \alpha \geq 1. \quad (2)$$

Оскільки $\alpha + \beta = 90^\circ$, а $\alpha = 90^\circ - \beta$, то з врахуванням (2)

$$\operatorname{ctg} \beta \operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta \geq 1. \quad (3)$$

Через наявність кута атаки θ проекція диска в поздовжньо-вертикальній площині являє собою еліпс з півсями $0,5D$ і $0,5D \cos \theta$, де D - діаметр диска. Визначимо кут β , складений дотичною до еліпса з віссю Ox , в залежності від глибини обробітку h , радіусу диска R і кута атаки θ .

З рівняння еліпса $x^2/(R^2 \cos^2 \theta) + y^2/R^2 = 1$ виразимо величину

$$y = R \sqrt{\frac{1 - x^2}{R^2 \cos^2 \theta}} = \sqrt{\frac{R^2 \cos^2 \theta - x^2}{\cos \theta}},$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dy}{dx} = \frac{2x}{2\sqrt{R^2 \cos^2 \theta - x^2} \cos \theta}. \quad (4)$$

З урахуванням того, що в точці А координата $y = -(R - h)$, отримаємо:

$$x = \pm \cos \theta \sqrt{2Rh - h^2},$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sqrt{2Rh - h^2}}{\cos \theta (R - h)}. \quad (5)$$

Підставляючи значення (5) в рівняння (4), отримаємо:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2 \geq \frac{\sqrt{2Rh - h^2}}{\cos \theta (R - h)}. \quad (6)$$

З рівняння (5) виразимо радіус диска з врахуванням надійного защемлення матеріалу в парі «грунт - лезо диска».

Прийнявши $\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2 = f$, отримаємо рівняння:

$$f^2 R \cos^2 \theta - 2hR(1 + f^2 \cos^2 \theta) + h^2(1 + f^2 \cos^2 \theta) \geq 0.$$

Виражаючи $f^2 \cos^2 \theta$ через x , а $(1 + f^2 \cos^2 \theta)$ через y , отримаємо квадратичне рівняння:

$$xR^2 - 2hRy + h^2y = 0,$$

розв'язуючи яке відносно R , отримаємо:

$$R \geq \frac{h(y \pm \sqrt{y(y-x)})}{x},$$

або

$$D \geq \frac{2h}{f^2 \cos^2 \theta} \left(1 + f^2 \cos^2 \theta \pm \sqrt{1 + f^2 \cos^2 \theta} \right). \quad (7)$$

Виконані за формулою (7) з урахуванням значень реальних значень коефіцієнта $f \approx 0,5$ [2] при заданій глибині обробітку h розрахунки показали, що діаметр диска запропонованого робочого органу повинен знаходитися в межах 18...48 см. З урахуванням конструктивних і технологічних міркувань вибираємо диски діаметром 20, 22,5 і 25 см.

Отже, діаметр загортального диска залежить від глибини обробітку, кута його атаки і фрикційних властивостей ґрунту.

Література

1. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку [Текст] : навч. посіб. для студ. аграр. вищих закл. освіти III-IV рівнів акредитації зі спец. "Механізація сільського господарства" / Д. Г. Войтюк, С. С. Яцун, М. Я. Довжик ; за ред. Д. Г. Войтюка. - Суми : Університетська книга, 2008. - 544 с.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин : навч. посібник / П.М. Заїка. - Харків : ОКО, 2001 - . Т.1, (Ч.1) : Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. - 2001. - 444 с.

53. В.М. Яропуд, к.т.н., доцент, І.А. Бабин, Вінницький національний аграрний університет
ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАННЯ ЩІТКИ РОТОРНОГО ПРОСНОВАЧА ПОДРІБНЕНОЇ
МАКУХИ

Збільшення виробництва і покращення якості білкових кормів, як однієї з найважливіших задач в підвищенні продуктивності тварин та птиці, може бути здійснено за рахунок удосконалення технології переробки макухи, яка на сьогодні обмежується подрібненням з подальшим введенням в комбікорми.

На сьогодні основним способом переробки макухи є подрібнення з подальшим введенням в комбікорми. Технологія переробки макухи за рахунок введення додаткової операції механічного фракціонування подрібненої макухи на білкову і лушпину фракції дозволяє виділити більш як 40 % білкового порошку з вмістом протеїну не менше 38 %.

Розглядаючи подрібнену макуху як однорідне сипуче суцільне середовище, можна використати методи механіки суцільних середовищ і застосувати ці методи для визначення процесів та їх характеристик у випадку переміщення матеріалу щітками просіювача. При цьому виникає необхідність встановити параметри ліній сковзання, які виникають за умови граничного напруженого стану середовища [1, 2].

До основної задачі можна віднести: визначення бокової лінії сковзання по ходу руху підпірної стінки (в подальшому будемо називати щіткою) в шарі суцільного середовища (в подальшому - матеріал) і параметрів цієї лінії.

Для складання диференційного рівняння кінцевих коливань прямого стрижня необхідно прийняти такі допущення [3]:

1. Пружна вісь стрижня прямолінійна і збігається з лінією центрів тяжіння поперечних перетинів стрижня і цю вісь приймають за координатну вісь „X”, від якої відлічують відхилення елементів стрижня при поперечних коливаннях.

2. Вважають, що відхилення окремих точок осі стрижня відбувається перпендикулярно до осі „X” і паралельними переміщеннями відносно осі нехтують.

3. Припускають, що відхилення точок осі стрижня проходить в одній площині.

4. Такі відхилення вважають малими, тобто відновлюючи сили, залишаються в межах пропорційності.

Тоді відхилення точок осі стрижня при поперечних коливаннях подають у вигляді функції двох перемінних:

$$Y = Y(x, t), \text{ де } x - \text{координата; } t - \text{час.}$$

При вільних поперечних коливаннях функція „Y” задовольняє лінійне диференційне рівняння в приватних похідних четвертого порядку. Для його побудови вводимо позначення:

μ - маса одиниці довжини стрижня, кг сек²/см²;

E - модуль пружності, кг/см²;

J - момент інерції поперечного перерізу стрижня, см⁴;

E, J - жорсткість на прогин.

Щітку просіювача можна представити як суцільний однорідний стрижень, шарнірно обпертий по кінцях, рисунок 1 [4].



Рисунок 1. Схема шарнірного закріплення щітки просіювача у вигляді суцільного однорідного стрижня.

Згідно з [4] рівнянням коливання щітки можна записати у вигляді (рис. 2):

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{t=\infty} [M_i \cos(p_i t) + N_i \sin(p_i t)] \sin \frac{i\pi x}{L}, \quad (1)$$

де постійні M_i і N_i знаходяться з початкових умов.

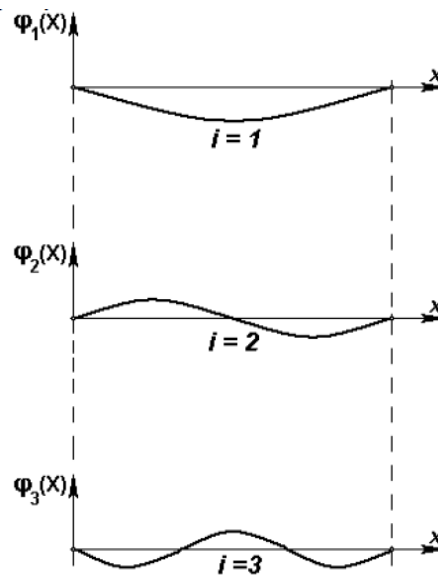


Рисунок 2. Власні форми коливань стрижня.

Нехай до стрижня в точці $x = x_1$, (рис. 3) прикладена зосереджена гармонійна сила $Q = Q_0 \sin(\omega t + \alpha_n)$, де α_n - початкова фаза збуджуючої сили.

Згідно з [4] рівнянням коливання щітки при прийнятій умові (рис. 3) можна записати у вигляді:

$$y(x, t) = \frac{2Q_0 L^3}{\pi^4 E J (1 - \alpha^2)} \sin(\omega t) \sin \frac{\pi x}{L}. \quad (2)$$

При виборі конструктивно-технологічної схеми просіювача для просіювання подрібненої макухи, яка включає переважно білкову фракцію, лущинну і частково олію, в якості інтенсифікатора може виступати сама щітка, яка за умови примикання до циліндричної ситової поверхні з певною амплітудою і частотою збуджує в неї коливальні рухи. Тому підставляючи числові значення в рівняння (1)-(2), маємо наступні конструктивно-режимні параметри просіювача: довжина просіювача - 0,8 м; радіус камери - 0,3 м; частота обертів ротора - 140 об/хв.

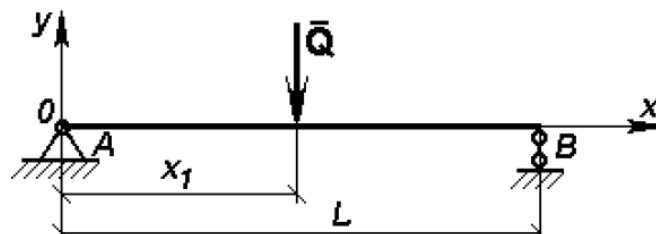


Рисунок 3. Схема прикладення до стрижня гармонійної сили.

Продуктивність роторного просіювача згідно з [2] можна визначити за формулою:

$$Q = F \cdot \omega \cdot R \cdot \varphi \cdot \rho, \quad (3)$$

де F - площа рамки із щітками, м^2 ;

ω - кутова швидкість обертання рамки, $1/\text{с}$;

R - радіус рамки, м ;

ρ - щільність продукту, $\text{кг}/\text{м}^3$;

φ - коефіцієнт використання обсягу робочої камери, що враховує неповне заповнення площі рамки продуктом ($\varphi = 0,1 \dots 0,3$).

Підставляючи в (3) числові значення, отримуємо значення продуктивності розробленого просіювача $0,42 \text{ кг/с}$ (1512 кг/год).

Таким чином для забезпечення розрахованої частоти обертання рамки зі щітками та продуктивності доцільно використовувати мотор-редуктор потужністю $3,2 \text{ кВт}$.

Література

1. Джонсон К. Механика контактного взаємодія / К. Джонсон. - М. : Мир, 1989. - 508 с.
2. Гриценко В.Т. Технологічний процес виділення білкової фракції з макухи насіння олійних культур / В.Т. Гриценко // Каталог інноваційних технологій за результатами Всеукраїнського

конкурсу інноваційних технологій. - К., 2006. - С. 139-143.

3. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. - М.: Наука, 1965. - 560 с.

4. Вибрации в технике: в 6 томах; под ред. чл.-кор. АН СССР В. В. Болотина. - М. : Машиностроение, 1978. - Т. 1. - 352 с.

54. *А.В. Китун, Ф.Д. Сапожников, Ф.И. Назаров, А.Н. Сашко, Белорусский государственный аграрный технический университет*

АЛГОРИТМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ТЕРМОРЕГУЛИРУЮЩЕГО ВЕНТИЛЯ И НЕДОСТАТКА ХЛАДАГЕНТА В МОЛОКООХЛАДИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

На рисунке 1 представлен алгоритм диагностирования низкой пропускной способности терморегулирующего вентиля (ТРВ).

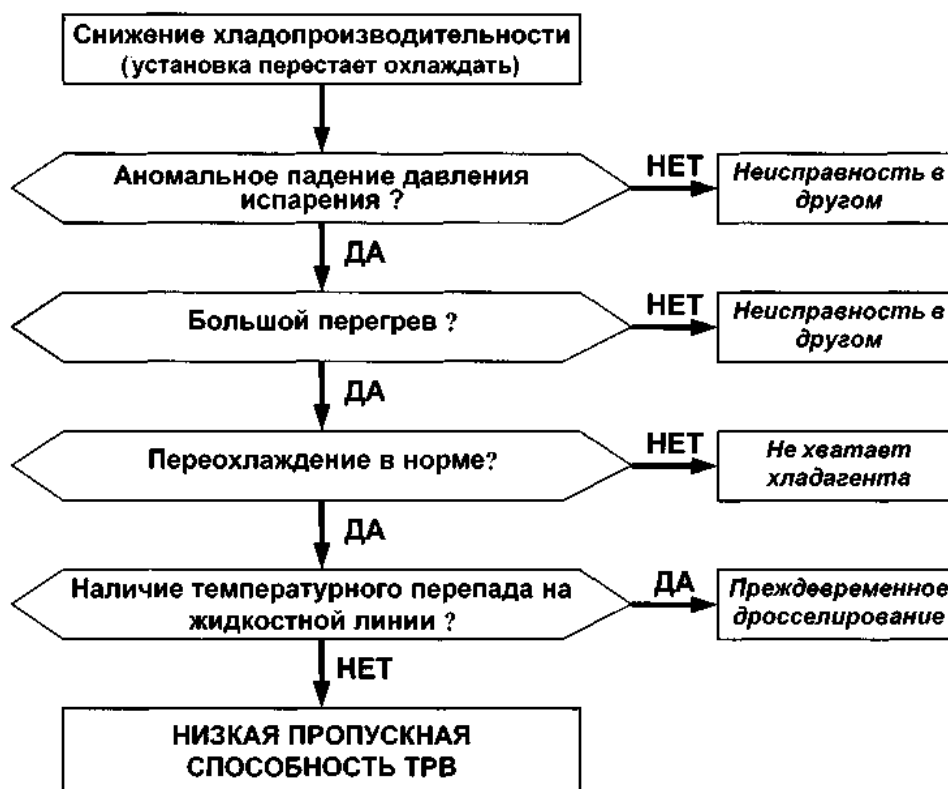


Рисунок 1 Алгоритм диагностирования терморегулирующего вентиля

Отказ терморегулирующего вентиля влияет на работоспособность всех систем холодильного контура.

А) Влияние на систему ТРВ/испаритель:

Неисправность, обусловленная малой пропускной способностью терморегулирующего вентиля, моделируется уменьшением диаметра отверстия. В результате расход жидкости становится недостаточным, и последняя капля испаряется внутри испарителя очень рано.

Поскольку последняя капля испарилась слишком рано, пары будут находиться под действием проходящего через испаритель воздуха в течение очень длительного времени, что обусловлено увеличением длины участка перегрева по сравнению с нормой. Поэтому температура в термобаллоне будет аномально высокой (в пределах температура линии всасывания может стать почти равной температуре окружающей среды).

Б) Влияние на систему испаритель/компрессор

При прохождении через испаритель каждый килограмм жидкости, который испаряется, поглощая тепло, производит некоторое количество пара. Поскольку ТРВ не пропускает достаточного количества жидкости, количество производимого пара очень сильно падает. Однако компрессор может потенциально поглотить гораздо больше пара, чем производит испаритель, поэтому давление испарения, а, соответственно, и температура кипения становится аномально малым. При падении давления кипения температура испарителя также падает в соответствии с

соотношением температура-давление для данного хладагента. Одновременно повышается температура термобаллона и перегрев обязательно будет очень высоким.

В) Влияние на систему компрессор/конденсатор

В связи с тем, что перегрев очень большой и температура термобаллона повышена, температура всасываемых в компрессор паров также повышена. Охлаждение электродвигателей герметичных или полугерметичных компрессоров осуществляется за счет всасываемых паров, однако поскольку их температура повышена, охлаждение электродвигателя будет ухудшаться. Как следствие, компрессор станет более горячим (вместо того, чтобы быть холодным) в зоне вентиля всасывания, а в нижней части картера (в зоне, где находится масло) он будет чрезвычайно горячим. Таким образом, по причине большого перегрева на линии

На рисунке 2 представлен алгоритм диагностирования недостатка хладагента в холодильном контуре.



Рисунок 2 Алгоритм диагностирования недостатка хладагента

Недостаток хладагента влияет на величину давления кипения и перегрева паров.

А) Влияние на систему ТРВ/испаритель:

При нормальной заправке жидкостная линия заполнена только переохлажденной жидкостью, но при недостатке хладагента в ней будет находиться парожидкостная смесь, поступающая на вход в ТРВ.

Поскольку на входе в ТРВ жидкости не хватает, ее также не хватает на выходе, и последняя капля испаряется в испарителе слишком рано. Как следствие, пары хладагента длительное время находятся в контакте с охлажденным воздухом, обеспечивая большую протяженность зоны перегрева. Температура термобаллона аномально повышена (в пределах температура всасывающей магистрали может становиться равной температуре окружающей среды).

Б) Проявление недостатка хладагента в системе испаритель/компрессор

Каждый килограмм жидкости, который проходит через испаритель, испаряется, поглощая тепло и производя определенное количество пара. Поскольку жидкости в испарителе недостаточно, количество производимого там пара сильно падает. Так как компрессор может потенциально отсосать гораздо больше пара, чем производит испаритель, давление испарения также аномально падает. Более того, падение давления испарения обуславливает снижение температуры испарения в соответствии с соотношением между температурой и давлением насыщенных паров для данного

хладагента. При этом одновременно повышается температура термобаллона и перегрев обязательно будет очень значительным.

В) Проявление недостатка хладагента в системе компрессор/конденсатор.

Ввиду того, что перегрев очень высокий и температура термобаллона ТРВ увеличилась, температура пара на входе в компрессор также возросла. Но охлаждение электродвигателей герметичных и полугерметичных компрессоров осуществляется, главным образом, при помощи всасываемых паров. Если температура этих паров высокая, мотор охлаждается плохо. Как следствие, картер компрессора будет горячим вместо того, чтобы быть чуть теплым, на уровне вентиля всасывания и чрезмерно горячим в нижней части, в зоне, где находится масло.

Таким образом, по причине аномально высокого перегрева на линии всасывания весь компрессор целиком может становиться аномально горячим. Недостаток хладагента в конденсаторе вызывает снижение переохлаждения [1].

Заключение

Алгоритм диагностирования низкой пропускной способности терморегулирующего вентиля и недостатка хладагента позволяет сократить время на распознавание неисправностей узлов молокоохладительных установок в условиях эксплуатации.

Литература

1. Котзаогланиан, П. Пособие для ремонтников. / пер. с фр. д.т.н., профессора В.Б. Сапожникова. – АНОО «Учебный центр Остров». – М., 2007. – 850 с.

55. *А.В. Китун, Ф.Д. Сапожников, И.М. Швед, А.Н. Сашко, Белорусский государственный аграрный технический университет*

АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОГО ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ХОЛОДИЛЬНОМ КОНТУРЕ МОЛОКООХЛАДИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

На рисунке 1 представлен алгоритм диагностирования преждевременного дросселирования хладагента [1].

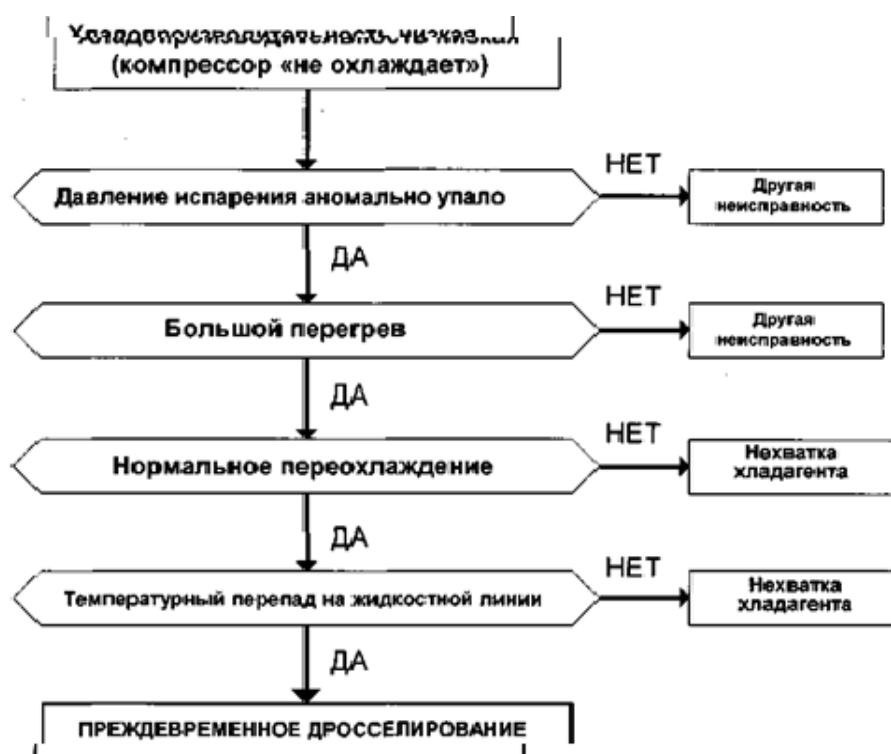


Рисунок 8 Преждевременное дросселирование

Преждевременное дросселирование хладагента влияет не только на величину давления кипения и перегрева паров, но и на температурный перепад на жидкостной линии.

А) Проявления на жидкостной магистрали

При дросселировании хладагента температура его снижается вследствие того, что при взаимном притяжении молекул внутренняя энергия газа включает как кинетическую энергию молекул, так и потенциальную энергию их взаимодействия. Расширение газа в условиях энергетической изоляции не меняет его внутренней энергии, но увеличивает потенциальную энергию взаимодействия молекул (поскольку расстояния между ними увеличиваются) за счет кинетической энергии. В результате замедления теплового движения молекул температура расширяющегося газа понижается. Основными причинами преждевременного дросселирования могут быть закупорка фильтра-осушителя и сужение проходного сечения жидкостной магистрали, частичное закрытие выходного вентиля жидкостного ресивера и неправильный подбор отдельных элементов холодильного контура, устанавливаемых на жидкостной линии.

Нормально переохлажденная жидкость покидает ресивер и подходит к влагоотделителю. В связи с частичной закупоркой фильтра гидравлическое сопротивление фильтра-осушителя резко возросло (в пределе, при полной закупорке фильтра, сопротивление может оказаться столь значительным, что ни одна молекула жидкости не пройдет через фильтр). Это сопротивление прохождению жидкости приводит к тем большему падению давления, чем больше величина закупорки.

Падение давления, обусловленное закупоркой фильтра-осушителя полностью сопоставимо с процессом дросселирования, происходящим при прохождении жидкости через ТРВ, откуда эта неисправность и получила название преждевременного дросселирования.

Поскольку фильтр-осушитель стал выполнять функции терморегулирующего вентиля, температура на выходе из него резко падает, и тогда легко можно выявить наличие температурного перепада. При этом, точно также, как и на выходе из терморегулирующего вентиля на выходе из влагоотделителя появляется парожидкостная смесь, состоящая из жидкого хладагента и его насыщенных паров, начинается обильное кипение жидкого хладагента, хорошо наблюдаемое в смотровом стекле.

Б) Проявления в системе ТРВ/испаритель

Поскольку при преждевременном дросселировании, вызванном частичной закупоркой фильтра-осушителя, на выходе из последнего мы вместо чистой жидкости получаем парожидкостную смесь, эта смесь поступает на вход в ТРВ. В связи с нехваткой жидкости на входе в ТРВ, ее не хватает и на выходе из него, в результате чего заполнение испарителя неудовлетворительное и последняя капля жидкости испаряется в нем слишком рано. Как следствие, образовавшиеся пары остаются в испарителе в течение более длительного периода времени, а размеры зоны, занятой парами и предназначенной для обеспечения перегрева паров, существенно возрастают. Поэтому температура термобаллона становится аномально высокой (в пределе температура во всасывающей магистрали может почти сравняться с температурой окружающей среды). Плохое заполнение испарителя жидким хладагентом приводит также к падению хладопроизводительности. Одновременно рост температуры охлаждаемого объема приводит к повышению температуры воздуха на входе в испаритель.

В) Проявления в системе испаритель/компрессор

Каждый килограмм жидкости, который проходит через испаритель, испаряясь поглощает тепло и образует определенное количество пара. Поскольку заполнение испарителя недостаточное, произведенное в нем количество пара небольшое. В то же время компрессор рассчитан на всасывание гораздо большего количества пара, чем производит испаритель. В результате давление на входе в компрессор сильно падает. Кроме того, из-за падения давления испарения падает и температура испарения, следуя соотношению между температурой и давлением насыщенного пара для данного хладагента. Исходя из того, что температура термобаллона одновременно с этим повышается, перегрев (разность между температурой термобаллона и температурой испарения) обязательно будет очень высоким.

Г) Проявления в системе компрессор/конденсатор

Поскольку перегрев высокий, и температура термобаллона возрастает, растет также и температура пара. Так как охлаждение двигателя герметичных и полугерметичных компрессоров осуществляется с помощью всасываемых паров, температура которых выросла, неизбежно ухудшается охлаждение двигателя. Как следствие, корпус компрессора в зоне вентиля всасывания

становится горячим (вместо того, чтобы быть чуть теплым), а нижняя часть картера компрессора (в зоне, где находится масло) будет чрезвычайно горячей.

Таким образом, вследствие большого перегрева всасываемых паров весь компрессор будет аномально горячим. Отметим, что из-за повышения температуры всасываемых паров температура нагнетания компрессора также вырастет. Более того, мы видели, что поглощаемое испарителем количество тепла упало, однако размеры конденсатора определялись исходя из того количества тепла, которое он должен отдавать при номинальном режиме работы установки. Следовательно, конденсатор с воздушным охлаждением становится переразмеренным сразу же, как только упадет давление испарения.

Если используемый в установке способ регулирования давления конденсации не позволяет менять расход воздуха через конденсатор, перепад температуры воздуха в конденсаторе становится ниже номинального и на выходе из конденсатора температура воздуха упадет. Из-за того, что расход жидкости через испаритель падает, неиспользуемая часть жидкости будет оставаться в ресивере.

Поскольку одновременно конденсатор оказывается переразмеренным, этот избыток жидкости будет гораздо лучше охлаждаться, и в соответствии с соотношением между давлением и температурой давление конденсации будет снижаться в той мере, насколько это допускает принятый тип его регулирования в данной установке.

Наконец, из-за того, что конденсатор переразмерен, последняя молекула пара обязательно сконденсируется гораздо раньше, что приведет к увеличению размеров зоны переохлаждения конденсатора по сравнению с обычными. В результате переохлаждение, измеренное на выходе из конденсатора или на выходе из ресивера, будет вполне нормальным и даже скорее большим, чем обычно.

Заключение

Алгоритм диагностирования преждевременного дросселирования хладагента позволяет сократить время на распознавание неисправностей узлов молокоохладительных установок в условиях эксплуатации.

Литература

1. Котзаогланиан, П. Пособие для ремонтников. / пер. с фр. д.т.н., профессора В.Б. Сапожникова. – АНОО «Учебный центр Остров». – М., 2007. – 850 с.

56. Е.В. Сенчуров, Л.Е. Сергеев, к.т.н., доцент, Е.А. Ковалевский, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ШТОКОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФИНИШНОЙ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

Гидроцилиндры широко применяют в гидросистемах как источники привода рабочих органов мобильных машин и исполнительных механизмов промышленного оборудования. В гидросистеме с одним, реже – с двумя насосами может быть установлено до 6...10 гидроцилиндров, а в некоторых случаях в два или даже в три раза больше. По функциональным признакам гидроцилиндры – это объемные гидродвигатели, предназначенные для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена с возвратно-поступательным движением. Причем подвижным звеном может выступать как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра [1].

Без специального технологического оборудования для чистовой расточки и раскатки внутренней поверхности гильз, шлифования и полирования штоков, обеспечивающего параметры шероховатости по ГОСТ 2789–73 рабочих уплотняемых поверхностей штоков и гильз гидроцилиндров, а также хромирования наружной поверхности штоков путем электролитического нанесения пленки толщиной 20...30 мкм невозможно изготовить коррозионно- и износостойкие штоки. Высота неровностей наружной рабочей поверхности штока после хромирования и полирования должна соответствовать быть не более Ra 0,160 мкм, рабочей поверхности гильзы гидроцилиндра – Ra 0,320 мкм по ГОСТ 2789–73 [2].

Для изготовления штоков гидроцилиндров современного технического уровня и качества необходимы специальные металлообрабатывающее и гальваническое оборудование, что требует организации производства с экологически вредным участком и больших финансовых затрат.

Получение высокого параметра шероховатости хромированных поверхностей при достаточно большой производительности и точности геометрических параметров представляют серьезную проблему, которая решается разными путями. В условиях крупносерийного и массового производства получение наружных цилиндрических поверхностей с шероховатостью $Ra\ 0,4\ldots 0,1$ мкм обеспечивается на станках для суперфиниширования. Однако относительно низкая производительность и высокая стоимость абразивного инструмента, в том числе и алмазного, являются недостатками процесса суперфиниширования и ограничивает его применение.

Одним из направлений совершенствования технологии изготовления штоков является комбинированная обработка резанием и ППД за счет совмещения получистовой и чистовой обработки путем создания упрочненного слоя, улучшающего эксплуатационные свойства детали [3].

Одним из новых методов финишной обработки деталей машин является магнитно-абразивная обработка (МАО) [4, 5]. Метод позволяет получать на закаленных цилиндрических наружных поверхностях шероховатость $Ra\ 0,05\ldots 0,63$ мкм с высокой производительностью. С целью установления возможности финишной обработки штоков гидроцилиндров методом МАО была проведена серия опытно-экспериментальных работ.

В качестве оборудования применяем установку СФТ 2.150.00.00.000 для магнитно-абразивной обработки (рис. 1) при наличии бункера-дозатора и следующих режимах подачи ферроабразивного порошка (ФАП) в зону обработки:

- а) напряжение на катушках - 24 В;
- б) ток в катушках - 0,2 А;
- в) масса порции порошка – 0,012-0,024 кг.

Параметры и режимы МАО: скорость резания - 2 м/с; частота осцилляции - 1420 дв.ход/мин; амплитуда осцилляции - 3 мм; величина рабочего зазора - 3,5 мм; магнитная индукция – 0,6–1 Тл. ФАП: Ж15КТ ТУ 6-09-483-81, размерность частиц ФАП – $0,16 \div 0,2$ мм, смазочно-охлаждающие технологические средства (СОТС) – СинМА 1 ТУ 38-5901176-91, 3-% водный раствор; время обработки $t=60-210$ с.

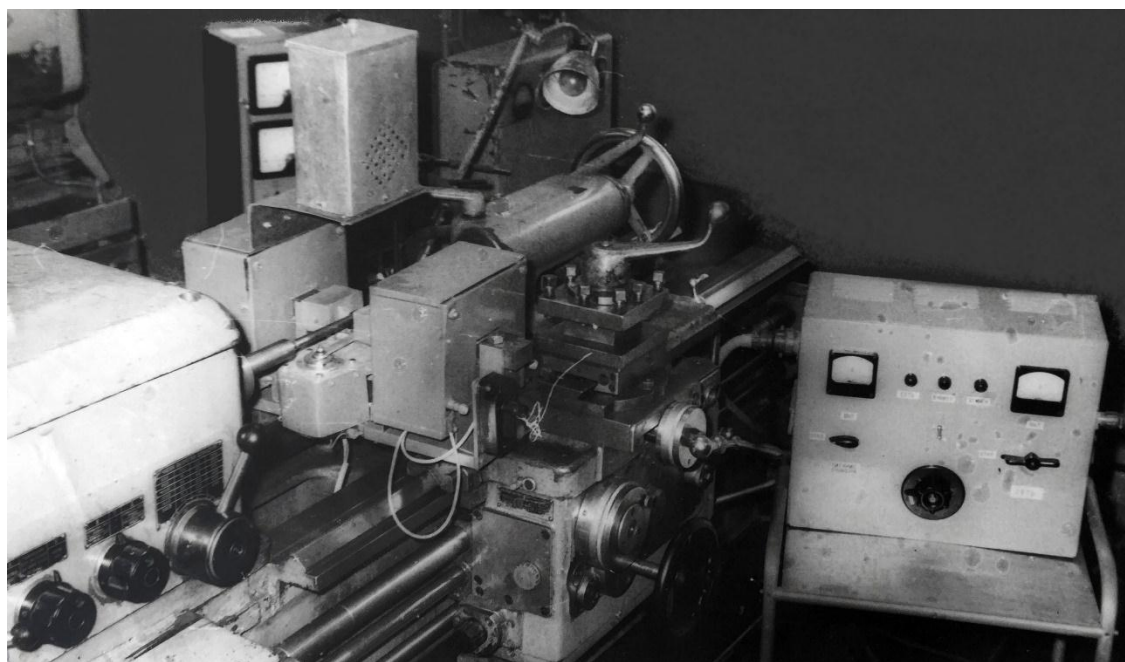


Рисунок 1. Фотография станка СФТ 2.150.00.00.000

Шероховатость образцов измеряем до и после обработки в трех разных сечениях на профилографе-профилометре 252-Калибр. В каждом сечении делаем по 4 замера. По результатам всех замеров каждого образца находим среднеарифметическое значение шероховатости его поверхности.

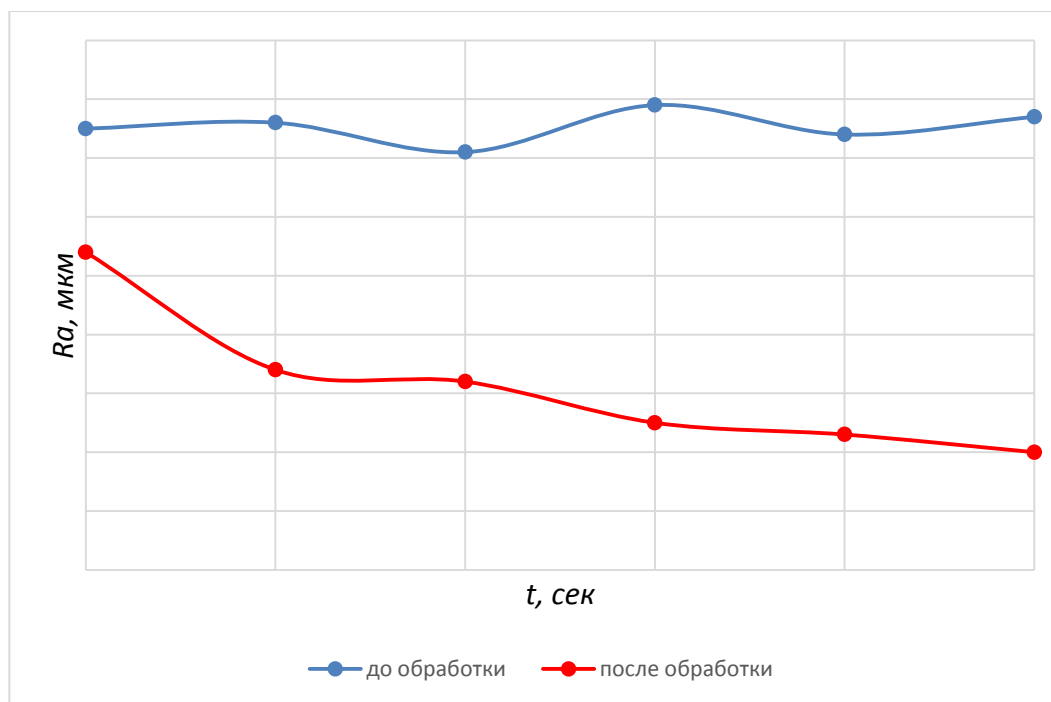


Рисунок 2. Зависимость шероховатости поверхностей хромированных штоков гидроцилиндров от времени обработки

Образцами служат штоки гидроцилиндров, изготовленные из стали 20Х ГОСТ 4543-71. Образцы подвергаем термообработке до HRC 61÷64, шлифованию до получения шероховатости поверхности Ra 0,8 мкм, подготовкой под хромирование методом MAO и последующим хромированием (толщина слоя хрома 0,02÷0,03 мм). Шероховатость поверхности образцов после хромирования составила Ra 0,32...0,63 мкм.

Следует отметить, что принятая величина рабочих зазоров между полюсными наконечниками и заготовкой составляет:

$$\delta = 5\Delta$$

где Δ – наибольший размер отдельной частички ферропорошка.

В данном случае $\delta = 5 \cdot 0,2 = 1$ мм, который является оптимальным, поскольку увеличение данного зазора приводит к снижению жесткости ферроабразивной щетки, падению давления и повышению шероховатости поверхностного слоя, а его уменьшение связано с падением качественных характеристик обработанной поверхности.

Практическое использование метода MAO штоков гидроцилиндров заключается в исследовании влияния времени обработки на шероховатость их поверхности до и после хромирования. Остальные параметры остаются неизменными в течение обработки всей партии образцов. Результаты исследований представлены на рис. 2.

Проведенные исследования MAO хромированных штоков гидроцилиндров показали, что шероховатость поверхности уменьшается на 54% при изменении времени обработки от 60 до 150 сек. Дальнейшее увеличение времени обработки приводит к падению интенсивности съема материала, в результате чего изменение шероховатости при времени обработки от 60 до 210 сек равно 61%. Применение метода MAO для штоков гидроцилиндров до их хромирования обеспечило за 90 сек обработки снижение шероховатости с Ra 0,8 до Ra 0,2 мкм.

Это позволяет сделать вывод, что механизм процесса MAO, обеспечивающий массовый и размерный съем металла хромированных поверхностей, аналогичен процессам не хромированных. Разница съема объясняется тем, что хромовое покрытие деталей, обладая значительной износостойкостью и твердостью, препятствует более интенсивному протеканию процесса.

В результате проведенного экспериментального исследования установлено, что использование метода MAO для штоков гидроцилиндров до и после хромирования обеспечивает высокое качество обработки для хромированных с Ra 0,32...0,63 мкм до Ra 0,2 мкм и до хромирования с Ra 0,8 до Ra 0,2 мкм.

Список использованной литературы

1. Санкович, Е. С. Гидравлика, гидравлические машины, гидроприводы: учеб.-метод. пособие / Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. – Минск: БГТУ, 2005. – 137 с.
2. Гаврилов, К. Л. Основы гидропривода дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин: учеб. пособие / К. Л. Гаврилов. - СПб.: Деан, 2011. - 232с.
3. Пини Б. Е., Максимов Ю. В. Анкин А. В., Адеев А. С. Повышение производительности обработки штоков пневмо- и гидроцилиндров за счет усовершенствования устройства для комбинированной обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием. – Известия МГТУ “МАМИ” №2(14), 2012, т.2. – с. 164-166.
4. Коновалов Е. Г., Шулев Г. С. Чистовая обработка деталей в магнитном поле ферромагнитными порошками. — Минск: Наука и техника, 1967. — 128с.
5. Акулович, Л. М. Основы профилирования режущего инструмента при магнитно-абразивной обработке / Л. М. Акулович, Л. Е. Сергеев. – Минск: БГАТУ, 2014. – 280 с.

57. Н.Н. Корчак, Подольский государственный аграрно-технический университет

ОБОСНОВАНИЕ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРГАНОВ ПРИ ИХ ДВИЖЕНИИ В ПОЧВЕ

Существующие почвообрабатывающие рабочие органы выполняют функциональные обязанности в процессе своего движения. Имея конечные размеры и самые различные геометрические формы, они неизбежно подвержены действию сил сопротивления со стороны почвы, что приводит к изменению характера движения и к диссипации энергии. В предлагаемой работе рассматриваются вопросы, связанные с вычислением сил сопротивления.

Моделируем почву средой с вязкостью η . Среда является однородной по высоте обрабатываемого слоя (предполагается, что глубина обрабатываемого слоя намного больше всех других, встречающихся в дальнейшем рассмотрении размеров). Рабочий орган без потери общности может быть смоделирован упругим, вертикальным цилиндрическим стержнем (нулевая модель). В процессе своего поступательного движения в почве он возбуждается в следствии возникновения фрикционных автоколебаний, которые являются высокочастотными, поперечными относительно оси стержня и осуществляются в плоскости поступательного движения (предполагается, что стержень имеет продольную плоскость симметрии, чем исключаются из рассмотрения изгибно-крутильные колебания). Вихри Кармана являются низкочастотными и возбуждают поперечные вынужденные колебания как относительно оси стержня, так и относительно направлению движения. Затухание колебаний Кармана гораздо слабее, чем вынужденных фрикционных автоколебаний.

Действительно:

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2\nu}{\Omega_k}}; \delta_a = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}}; \frac{\delta_k}{\delta_a} = \sqrt{\frac{\omega}{\Omega_k}} \ll 1 \quad (1)$$

Здесь ν – кинематическая вязкость почвы;

δ – глубина проникновения;

ω и Ω_k – частоты фрикционных установившихся автоколебаний и колебаний Кармана (рис.1).

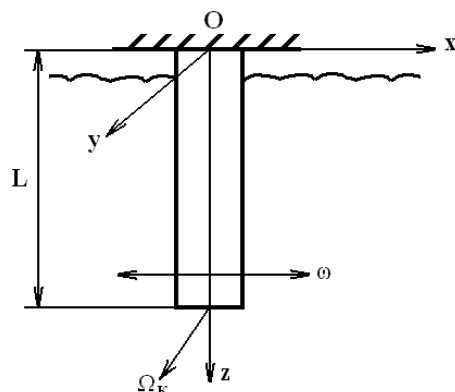


Рис. 1. Схематическое изображение цилиндрической консоли для вычисления силы трения

Более точный анализ требовал бы рассмотрения суммарного колебания, траекторией каждой точки которого является фигура Лиссажу. При сделанных предположениях уравнение Навье-Стокса превращается в уравнение типа одномерного уравнения теплопроводности [2]:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \nu \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \quad (2)$$

Решение, удовлетворяющее условию $V=U$ при $x=0$:

$$V(x, t) = U_0 \exp \left[-\frac{x}{\delta} + i \left(\frac{x}{\delta} - \omega t \right) \right] \quad (3)$$

где U_0 - скорость колебания цилиндра.

$$U(t) = U_0 \cos \omega t$$

Полная диссипируемая в единицу времени энергия равна:

$$E_{кин.} = -\frac{1}{2} \sqrt{\frac{\rho \eta \omega}{2}} \oint |V_0|^2 ds \quad (4)$$

где $\oint$ - интеграл, взят по всей поверхности колеблющегося тела;

ρ - плотность почвы;

Вычисления показывают, что диссипация энергии связана только с вещественной частью $E_{кин.}$. Эту часть силы сопротивления называют диссипативной.

Для цилиндра радиусом R ($R \gg \delta$) распределение скорости обтекаемой в поперечном направлении почвы даётся выражением:

$$\vec{V} = \frac{R^2}{r^2} \left[2\vec{n}(\vec{u}\vec{n}) - \vec{u} \right] - \vec{u} \quad (5)$$

где $\vec{n}$ - внешняя нормаль к цилиндрической поверхности. Отсюда можно получить тангенциальную скорость на поверхности цилиндра:

$$V_0(\varphi) = -2u \sin \varphi \quad (6)$$

Для получения (6) введены полярные координаты в поперечном сечении цилиндра. Несложные вычисления (4) с учётом (6) дают:

$$E_{кин.} = \pi u^2 R \sqrt{2\rho \eta \omega} \quad (7)$$

Это выражение для диссипативной части энергии позволит определить погонную силу сопротивления:

$$F_T = 2\pi R u_0 \sqrt{2\rho \eta \omega} \cdot \cos \omega t \quad (8)$$

Безусловно, учёт конкретной геометрической формы рабочего органа, учёт зависимости $u(z)$, которая следует из решения задачи [3] о поперечных колебаниях консоли, других неучтённых эффектов, значительно усложняет расчёт силы трения (модели более высоких уравнений). Следует отметить также, что большое различие кармановской частоты и ω позволяет рассматривать "расцеплённые", независимые уравнения.

Список литературы

1. Lamb H. Hydrodynamics. 6th Edition, Cambridge University Press, Cambridge, 1932. – p. 1-8.
2. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Гидродинамика, т. 6. – М.: Наука, 1986. – 736 с.
3. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

58. А.В. Крутов, Е.Н. Ковширко, Белорусский государственный аграрный технический университет

КОМБИНИРОВАННАЯ ОЧИСТКА СТОЧНЫХ ВОД ПРЕДПРИЯТИЙ МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ С ПОЛУЧЕНИЕМ БИОГАЗА

Для мойки технологического оборудования, тары, трубопроводов, охлаждения молока и молочных продуктов, уборки помещений и других хозяйственно-бытовых нужд предприятия

молочной промышленности потребляют ежедневно 1300-1500 м³ воды. Сточные воды молочных производств значительно превышают требования технических нормативных правовых актов о допустимой концентрации загрязнений, предъявляемые к приему их в системы канализации населенных пунктов. В основном очистка стоков производится путем отстаивания, обработки в гидроциклонах, флотаторах, с помощью физико-химических и биологических методов. Образующийся осадок вывозится на полигоны твердых комплексных отходов. В работе ставится цель уплотненный осадок, флотошлам утилизировать в биогазовой установке. При сжигании биогаза получают тепловую и электрическую энергию, а осадок используют как органическое удобрение.

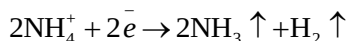
Сточные воды молочной промышленности имеют свою специфику по составу загрязнений. Например, в стоках ОАО «Пружанский молочный комбинат» (Республика Беларусь) среднегодовое содержание жира составляет 100–200 мг/л. В них присутствуют органические взвеси – коагулированный белок, общее содержание которого достигает 2000 мг/л. Водородный показатель в зависимости от вида выпускаемой продукции, объемов попадающей в стоки сыворотки колеблется от 3 до 13. БПК₅ имеет показатель 1850 мг/дм³, ХПК – 3000 мг/дм³, азот общий – 120 мг/дм³, фосфор общий – 40 мг/дм³. Взвешенных веществ – до 800 мг/дм³, минерализация по сухому веществу приближается к 1500 мг/дм³. Присутствуют и другие загрязнители в меньших дозах – ионы аммония, хлорида, сульфата, фосфор фосфатный, синтетические поверхностные вещества и даже нефтепродукты (в пределах 3 мг/дм³) [1].

Обеззараживание сточных вод молочно-перерабатывающих производств в основном проводится путем применения биологической очистки. На первой ступени биологическая очистка проводится в аэротенках, где происходит удаление органики, углеводов, части азота, фосфора. С целью снижения общего азота и общего фосфора применяется биологический реактор с отдельными камерами нитрификации, денитрификации и биологической дефосфатации.

На втором этапе проводится обработка накопившейся биомассы (шлама) в реакторе-метантенке с образованием биогаза. В метантенке происходит мезофильное анаэробное сбраживание (ферментация) сгущенной иловой смеси, состоящей из флотационного шлама, отделенного в блоке флотации, и избыточного ила, полученного в блоке аэробной биологической очистки. В метантенке в процессе сбраживания биомассы образуется биогаз. Поскольку оптимальная температура для мезофильной анаэробной обработки составляет 35-37°С, то шлам, поступающий в метантенк, подогревается до температуры 36-37 °С. Нагрев происходит в теплообменнике. В качестве теплоносителя используется горячая вода, поступающая из контура охлаждения ТЭЦ, которая, в свою очередь, работает на биогазе, производимом в реакторе. Сам реактор представляет собой закрытый стальной, теплоизолированный резервуар. Внутренняя облицовка резервуара должна быть устойчива к кислой среде. Реактор оснащен перемешивающим устройством, приборами измерения давления и температуры биогаза, а также защитным клапаном для сброса давления. Ил, находящийся в реакторе, непрерывно перемешивается. После брожения шлам перетекает в резервуар-накопитель переработанного ила и далее – на обезвоживание и расфасовку как удобрение. Выделяющийся биогаз поступает из реактора в резервуар для хранения биогаза (газгольдер).

Одним из наиболее важных факторов, влияющих на метановое брожение, является соотношение углерода и азота в перерабатываемом сырье. Оно должно соответствовать диапазону значений отношения масс углерода к азоту от 10 до 16. Если соотношение углерода к азоту чрезмерно велико, то недостаток азота будет служить фактором, ограничивающим процесс метанового брожения. Если же это соотношение слишком мало, то образуется такое большое количество аммиака, что он становится токсичным для бактерий. Это связано с тем, что при увеличении концентрации углерода в биологическом сырье, связанном с повышенным содержанием углеводов относительно белковой массы, снижается количество аммонийного азота, что ведет к увеличению концентраций водорода и углекислого газа, и уменьшению доли метана. Как следствие, повышается кислотность среды, ведущая к снижению активности метагенной составляющей анаэробного биоценоза. В свою очередь, увеличение белковых масс ведет к избыточному выделению аммиака, что так же ухудшает условия жизнедеятельности метанобразующих микроорганизмов [2,3].

Для снижения концентрации азота в стоках нами использовался электрохимический способ его обработки в электролизере с полупроницаемой мембраной. При пропускании через стоки постоянного электрического тока у катода происходит процесс восстановления ионов аммония:



Образующиеся в результате химической реакции аммиак и водород выделяются из раствора в виде пузырьков газа, и могут быть отведены из камеры обработки системой трубопроводов, что позволит уменьшить его концентрацию в стоках и оптимизировать соотношение углерода и азота.

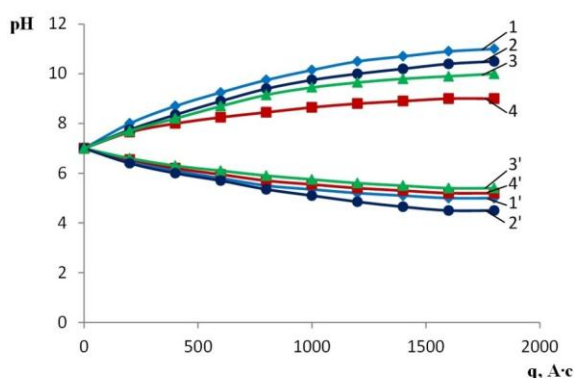
Исследования по электрообработке стоков молочной переработки проводились нами в электролизере на модельных растворах с монополярным включением электродов с межэлектродной полупроницаемой перегородкой.

В первом случае напряженность электрического поля в опытах варьировалась в диапазоне 450...900 В/м, плотность тока, в зависимости от материала и размера электродов, находилась в пределах 900...1800 А/м². Водородный показатель pH исходного модельного раствора составлял 7,0. Использовались электроды из стали Ст3, нержавеющей стали 12Х18Н10Т, алюминия АМц, а также из меди М1к.

Установлено, что содержание NH_4^+ и NH_3 зависит от величины pH в камерах после обработки. В кислой среде (анодная камера – анолит) наблюдается подавление диссоциации ионов аммония с образованием газообразного аммиака. Создание сильнощелочной среды (катодная камера – католит) уменьшает содержание азота в католите после электрообработки в 1,3-1,5 раза. На рис. приведены зависимости водородного показателя pH католита и анолита, полученного из модельного раствора, от количества пропущенного электричества через обрабатываемый раствор с использованием различных электродов и режимов электрообработки.

Электрообработка модельного раствора с применением межэлектродной диафрагмы сопровождалась нагревом раствора до 40-45°C. Если использовать полученный католит (pH 10) для получения биогаза, то с учетом теплотерь при подаче в метантенк, это будет соответствовать мезофильному режиму брожения (35-37°C). Ожидается, что при сбраживании активного ила в этом режиме будет выделяться 0,6-0,8 м³ биогаза с 1 кг сухого органического вещества.

В электролизере под воздействием электрического тока в водной среде происходит анодное растворение металла с образованием гидроксидов, являющихся хорошими коагулянтами. Расчеты показывают, что растворение 1 г железного электрода (сталь 3) равнозначно введению 2,9 г хлорного железа FeCl_3 или 3,6 г сернокислого железа $\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$. Этот метод позволяет производить эффективную очистку воды от взвесей минерального, органического и биологического происхождения, коллоидов, веществ в молекулярном и ионном состояниях, в том числе аммония и фосфатов.



1, 2, 3, 4 - католит

1', 2', 3', 4' - анолит

- ◆ - электроды из меди ($E=590...860$ В/м; $j=1820$ А/м²);
- ▲ - электроды из алюминия ($E=440...500$ В/м; $j=700$ А/м²);
- ▲ - электроды из нержавеющей стали ($E=450...560$ В/м; $j=937,5$ А/м²);
- ▲ - электроды из стали ($E=600...860$ В/м; $j=1200$ А/м²).

Рисунок - Зависимость водородного показателя обработанных стоков от количества электричества.

Электрокоагуляция обладает существенными преимуществами перед реагентными методами: компактностью установки, простотой обслуживания и возможностью полной автоматизации.

Выводы

1. Биологическую очистку стоков молочных комбинатов целесообразно устраивать путем утилизации твердого осадка в метантенках с получением биогаза и органических удобрений. Для увеличения выхода биогаза предпочтительнее снижение общего азота и общего фосфора осуществлять методом электрокоагуляции в электролизере с полупроницаемой мембраной между электродами.

Литература

1. «Реконструкция комплекса локальных очистных сооружений производственных сточных вод ОАО «Пружанский молочный комбинат». Техническое задание на объект проектирования. Оценка воздействия на окружающую среду по объекту. Брест, 2015. – 111 с.
2. Дабаева, М. Д. Эколого-безопасная утилизация отходов: монография / М. Д. Дабаева, И. И. Федоров, А. И. Куликов; Бурят. гос. с.-х. академия. – Улан-Удэ: Изд-во БГСХА, 2001. – 94 с.
3. Петров, В.Г., Шумилова, М.А., Столов, В.В. Разложение водно-жировых эмульсий в сточных водах молочного производства с использованием коагулянтов // Вестник Удмуртского университета, 2013, Вып. 4. – С. 27-32.

59. Е.П. Забелло, д.т.н., профессор, А.И. Шатковский, к.т.н., доцент, Т.Г. Базулина, ст. преподаватель, Белорусский государственный аграрный технический университет

ОПТИМИЗАЦИЯ СУТОЧНОГО ГРАФИКА НАГРУЗКИ ОБЪЕКТА АПК С ПРИМЕНЕНИЕМ НАКОПИТЕЛЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Аннотация: Рассмотрена задача повышения надежности электроснабжения производственного объекта аграрно-промышленного комплекса. Разработана блок-схема алгоритма управления работой накопителя энергии для оптимизации суточного графика нагрузок. Представлены технико-экономические расчеты эффективности предлагаемого технического решения.

Ключевые слова: распределенная генерация, бесперебойное электроснабжение, накопитель энергии, экономическая эффективность.

Доля электропотребления в общем объеме предприятий агропромышленного комплекса довольно значительна и составляет более 10% от суммарного по республике. Следует также учитывать и влияние на график нагрузок предприятий собственных энергоисточников, таких как блок-станции на традиционном топливе, а также биогазовые (БГУ), фотоэлектрические (ФЭС), ветроэлектростанции (ВЭС). Еще одним требованием современной энергетики является постоянное повышение требований к надежности и качеству электроснабжения потребителей с учетом их роста нагрузок. В таких условиях является перспективным стимулирование переноса части пиковых нагрузок в непиковые зоны, применяя двухставочные тарифы на электрическую энергию.

В публикации [1] рассмотрено несколько вариантов бесперебойного электроснабжения потребителя: с использованием резервной линии напряжением 10 кВ, линии совместно с источниками распределенной генерации, в том числе с размещенным на территории потребителя накопителем энергии.

Рассмотрим один из вариантов более подробно. Накопитель энергии включен в состав электрохозяйства потребителя. Потребитель в соответствии с рассчитанным режимом с учетом своего графика нагрузки получает энергию от энергосистемы, ФЭС и БГУ. Накопитель энергии рассматривается как дополнительная, но управляемая нагрузка, поскольку он включается на зарядку в провалы нагрузки энергосистемы, т.е. в основном в ночные часы и при необходимости - часы полупиковых нагрузок. В часы пиковых нагрузок энергия от НЭ замещает потребителю энергию, покупаемую в энергосистеме, тем самым снижая в ней пиковую нагрузку на некоторую величину. Так как блоки ФЭС, ВЭС и БГУ имеют связь с энергосистемой, то реализуются и варианты передачи энергии в энергосистему в целях или заполнения провалов нагрузки, или покрытия ее пиков. Разумеется, в таких случаях перетоки энергии должны быть односторонними, то есть при токах от ФЭС, ВЭС и БГУ в энергосистему переток из энергосистемы должен отсутствовать и наоборот.

максимума, т.е. через 2-3 часа накопитель энергии разрядится и на этом суточный цикл его работа завершается

Рассмотрим в упрощённом варианте технико-экономическое обоснование использования накопителя энергии в данном случае на основании следующих исходных данных: $T_{\min} = T_{\text{Н}} = 0,2$ руб/кВтч для зоны минимальных (ночных) нагрузок; $T_{\max} = T_{\text{П}} = 0,6$ руб/кВтч для зоны максимальных (пиковых) нагрузок; $T_{\text{ПП}} = 0,4$ руб/кВтч для зоны дневных (полупиковых) нагрузок; $P_{\text{НЭ}}$ – суммарная мощность накопителя энергии, кВт, W_3 – объем накопленной энергии за одну зарядку, кВтч.

Расчетные формулы для определения экономии платы $\Delta\Pi$ в результате увеличения объема покупки энергии в энергосистеме на зарядку НЭ в часы с низкими тарифами и сокращения объема покупки в часы пиковых нагрузок по высокому тарифу в течение суток и года имеют следующий вид

$$\Delta\Pi_{\text{сут}} = W_3(T_{\text{П}} - T_{\text{Н}}) + W_3(T_{\text{П}} - T_{\text{ПП}}), \quad (1)$$

$$\Delta\Pi_{\text{сут}} = \sum_{i=1}^t \Delta\Pi_{\text{сут}i}, \quad (2)$$

где t – число дней в году, в течение которых накопитель энергии использовался.

Как видно из формул (1) и (2) полагается, что в течение суток совершаются два цикла зарядки-разрядки накопителя энергии, как и представлено на блок-схеме алгоритма (см. рис.1). Значение t – это число дней в пределах года, в течение которых накопитель энергии использовался, может быть различным в зависимости от режима работы потребителя в течение года.

Используя расчётные формулы (1) и (2), определим размер снижения величины платы за электроэнергию, потребляемую из энергосистемы в течение суток и года при условии, что $W_3 = 200$ кВтч, $t = 300$ дней:

$$\Delta\Pi_{\text{сут}} = 200(0,6 - 0,2) + 200(0,6 - 0,4) = 120 \text{ руб},$$

$$\Delta\Pi_{\text{год}} = 120 \cdot 300 = 36000 \text{ руб}.$$

Учитывая удельную стоимость мощности накопителя, приведенную, например, в [2], можно рассчитывать на то, что за счёт экономии годовой оплаты энергосистеме в течение года потребитель может приобрести модули накопителя энергии мощностью $\Delta\Pi_{\text{год}}$: $Z_{\text{уд}} = 36000 : 1500 = 24$ кВт.

Модули подобной мощности может накопить за одну зарядку до 70 кВтч энергии и, таким образом, можно полагать, что при принятом в примере значении W_3 (200 кВтч) обеспечивается окупаемость накопителя энергии в течение трёх-четырёх лет, если учесть дополнительные затраты на монтаж и наладку коммутационной аппаратуры и защит.

Литература

1. Забелло, Е. П. Режим потребления электрической энергии предприятиями АПК при наличии распределенной генерации / Е. П. Забелло, В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Энергетика и ТЭК. 2016. № 11. С. 44–48.
2. Молочко, А. Ф. Оценка возможности использования новых типов электроаккумуляторов для регулирования нагрузки энергосистемы / А. Ф. Молочко, Ф. И. Молочко // Энергетическая стратегия. 2017. № 3. С. 20–21.

60. С.Р. Белый, Г.А. Радишевский, Белорусский государственный аграрный технический университет.

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БОТВОДРОБИТЕЛЯ С РОТОРНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

Аннотация

Приведены результаты оценки эксплуатационных параметров ботводробителя с роторным рабочим органом, полученные во время предуборочного удаления ботвы картофеля на полях КСУП «ЛУКИ-АГРО» Кореличского района Гродненской области.

Bely S.R., Radishevski H.A.

Assessment of operational parameters of haulm topper with rotary working body

The results of the evaluation of the operational parameters of haulm topper with rotary working body, received are resulted during preharvest removal of tops of vegetable on fields “Luki-agro” of Korelichi district Grodno region.

Введение

В настоящее время в Республике Беларусь, как и в большинстве стран мира, возделывающих картофель, принята технология, предполагающая удаление ботвы перед уборкой клубней. Удаление ботвы картофеля воздействует на биохимические процессы в клубнях и позволяет ускорить фазу созревания, что повышает прочность кожуры и снижает потери при хранении картофеля [1, 2, 3].

Этот прием оказывает влияние и на потребительскую ценность клубней картофеля за счет выбора срока удаления ботвы: на семенных участках – с учетом выхода семенной фракции и ценности семенного картофеля; на участках продовольственного картофеля – с учетом выхода товарной продукции и ее продовольственных качеств. На участках, занятых картофелем для переработки – с учетом оптимального состава веществ клубней, а на участках занятых техническим картофелем – с учетом получения максимального содержания крахмала [3, 4, 5].

Основная часть

Предуборочное удаление ботвы занимает важное место в технологии производства картофеля. Основной задачей данной операции является устранение наземной части растительности с целью ускорения ферментативных процессов клубнеобразования и создания наилучших условий для работы картофелеуборочных машин. При этом наиболее экологически безопасным способом является механическое измельчение наземной растительности, выполняемое специальными машинами [5, 6, 7].

В хозяйствах республики используются различные машины. Однако они в большинстве случаев малопроизводительны (ширина захвата 1,5 м), некачественно измельчают ботву в междурядьях (нет копирования профиля гребней). Кроме того, существенным недостатком таких машин является низкая эксплуатационная надежность рабочих органов (шарнирно закрепленные на валу ротора с одной степенью свободы они деформируются и разрушаются при касательных ударах о препятствия) [5]. Поэтому разработка и освоение производства в республике специализированного ботводробителя, который будет дешевым, высокопроизводительным и надежным, что позволит исключить закупки подобной техники из зарубежья имеет важное народнохозяйственное значение.

На кафедре «Сельхозмашины» БГАТУ разработан рабочий орган для предуборочного удаления ботвы картофеля, представляющий собой барабан, на котором закреплены длинные и короткие цепочно-проволочные петли (рис. 1, а) и изготовлен опытный образец ботводробителя (рис. 1, б).



а б
Рис. 1. Рабочий орган ботводробителя и опытный образец машины

Предлагаемая конструкция позволяет повысить полноту уборки картофельной ботвы за счет обеспечения копирования поверхности картофельной грядки и слабо подвержена износу рабочего органа от ударов о почву и другие предметы.

Предуборочное удаление ботвы данным ботводробителем производилось в КСУП «ЛУКИ-АГРО» Кореличского района Гродненской области на сортах картофеля «Журавинка», «Дар», «Гусляр», с плотностью посадки 50 – 55 тыс. шт./га. Урожайность клубней картофеля составила 280-290 ц/га, урожайность ботвы – 150-160 ц/га. На момент удаления ботва была сильно развитая и полеглость составляла около 15 %.

Основными показателями, по которым производилась оценка качества работы ботводробителя являлись: полнота удаления ботвы, которая определялась долей неубранной ботвы, оставшейся на участке и величиной измельчения стеблей, которая оценивалась длиной измельченных частей стеблей.

Изменение частоты вращения рабочего органа ботводробителя обеспечивалось изменением передаточного отношения ременной передачи, а поступательной скорости ботводробителя - коробкой передач трактора. В процессе экспериментов частота вращения ротора n изменялась в пределах от

900 до 2200 мин⁻¹, поступательная скорость V - от 1,0 до 3,2 м/с.

Результатами эксперимента установлено, что высота среза h и величина измельчения стеблей l , а также полнота удаления с поверхности поля ботвы W зависят от кинематического режима работы ботводробителя, при этом значения первых двух показателей растут с увеличением поступательной скорости ботводробителя и уменьшением угловой скорости вращения его рабочих органов (соответственно: высота среза - от $h = 0,056$ м при $V = 1,0$ м/с и $n = 2200$ мин⁻¹ до $h = 0,153$ м при $V = 3,2$ м/с и $n = 900$ мин⁻¹; величина измельчения - от $l = 0,016$ м при $V = 1,0$ м/с и $n = 2200$ мин⁻¹ до $l = 0,037$ м при $V = 3,2$ м/с и $n = 900$ мин⁻¹), наоборот, с уменьшением поступательной скорости ботводробителя и увеличением угловой скорости вращения его рабочих органов (соответственно: от $W = 51$ % при $V = 3,2$ м/с и $n = 900$ мин⁻¹ до $W = 88,6$ % при $V = 3,2$ м/с и $n = 2200$ мин⁻¹).

На участках с сильно развитыми ползущими сорняками при скорости машины 1 м/с и $n = 900$ мин⁻¹ выявлено наматывание растительности на барабан ботводробителя.

Графическая зависимость доли неубранной ботвы от частоты вращения рабочего органа, поступательной скорости ботводробителя и высоты установки рабочего органа над поверхностью поля приведена на рис. 2.

В ходе хозяйственной проверки фактическая рабочая скорость агрегата составила $V = 2,7$ м/с (с учетом буксования), при $n = 2200$ мин⁻¹ и расчетная производительность – 8,8 га/смену.

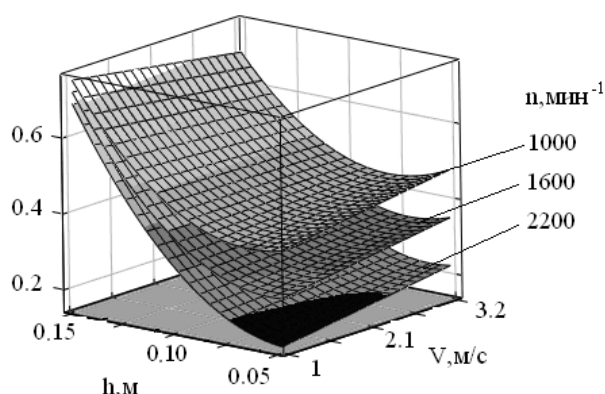


Рис. 2. Зависимость доли неубранной ботвы от частоты вращения рабочего органа n , поступательной скорости ботводробителя V и высоты установки рабочего органа над поверхностью поля h

Заключение

Для предуборочного удаления ботвы целесообразно применять рабочий орган роторно-проволочного типа, обеспечивающий копирование поверхности картофельной грядки. Причем режущие элементы необходимо устанавливать параллельно оси вращения ротора.

Высота среза и величина измельчения стеблей, а также полнота удаления с поверхности поля ботвы зависят от кинематического режима работы ботводробителя, при этом значения первых двух показателей растут с увеличением поступательной скорости ботводробителя и уменьшением угловой скорости вращения его рабочих органов.

В процессе эксплуатации ботводробитель обеспечивал удаление ботвы при рабочей скорости машины 1,7-2,2 м/с.

Литература

1. Национальный Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Минсельхозпрод. Респ. Беларусь. – Минск, 2016. – Режим доступа: <http://mshp.minsk.by>. – Дата доступа: 25.01.2016.
2. Банадысев С. А., Юхневич М. И. Особенности применения современных технологий возделывания картофеля // Картофелеводство: Сб. науч. тр. Вып. 10. Мн., 2000. с. 230–241.
3. Рапинчук А. Л., Азаренко В. В. Состояние и перспективы развития механизации картофелеводства Республики Беларусь // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Межвед. тем. сб. Вып. 38. Мн., 2004. – С. 132–140.
4. Кононученко Н.В., Ковшер В.П. Зависимость урожайности и семенных качеств картофеля от способов предуборочного удаления ботвы // Картофелеводство: селекция, семеноводство, агротехника: Сб. научн.тр. / БелНИИКПО.– Мн., 1986. - С. 129-136.
5. Национальный Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Весці нацыянальнай акадэміі навук беларусі № 5 2006 – серыя аграрных навук С. П. Кострома «Обоснование

рабочих органов для измельчения ботвы картофеля» Институт механизации сельского хозяйства НАН Беларуси. – Режим доступа: <http://belal.by>. – Дата доступа: 18.03.2007.

6. Национальный Интернет-портал Российской Федерации [Электронный ресурс] / «Влияние комплекса агроприемов на урожайность и качество семенного картофеля в условиях Костромской области» Жукова О.Н., Николаев А.В., Анисимов Б.В. Костромской научно-исследовательский институт сельского хозяйства Отдел картофеля. – Режим доступа: <http://www.kosmin.ru>. – Дата доступа: 19.03.2009.

7. Национальный Интернет-портал Российской Федерации [Электронный ресурс] / «Как защитить картофель от фитофтороза» Н. Я. Кваснюк, Л. Н. Жеребцова, Е. И. Филиппова ВНИИ фитопатологии. – Режим доступа: <http://www.kartofel.org>. – Дата доступа: 08.04.2009.

61. Н.А. Равинский, Белорусский государственный аграрный технический университет
АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ ВЛАЖНОСТИ И ВОЗМОЖНОСТИ ЕЕ
АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ НА ЛИНИИ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ
ЛЬНЯНОЙ ТРЕСТЫ

Лен относится к одной из наиболее широко используемых сельскохозяйственных культур, являющейся источником получения натурального волокна.

Наиболее ценным является длинное льняное волокно, однако процент его выхода из общей массы переработанного льняного сырья достаточно мал. Причиной тому служит низкое качество сырья, которое поступает на перерабатывающие льнозаводы. На качество обработки льнотресты значительное влияние оказывает влажность, при которой происходит обработка материала на мяльно-трепальном агрегате [1]. Для того, чтобы достичь высокого качества первичной обработки льнотресты, необходим непрерывный и автоматический контроль ее влажности и, в зависимости от этой влажности, применения оптимальных режимов работы обрабатывающих тресту машин.

Измерение влажности льнотресты выполняют в специальных лабораториях или непосредственно на производстве, при этом используют влагомеры и устройства, основанные на различных методах измерения влажности, которые можно разделить на прямые и косвенные.

В прямых методах производится непосредственное разделение материала на сухое вещество и влагу. Наиболее распространенным прямым методом измерения влажности является метод высушивания (термогравиметрический метод). Технология определения влажности льнотресты таким методом описана в [2]. Суть метода заключается в воздушно-тепловой сушке (в сушильном шкафу СШ-1 и т.п.) льнотресты до достижения ей неизменного веса. Термогравиметрический метод имеет относительно высокую точность измерений, однако он имеет недостатки, такие как неполное удаление влаги из материала (сушка прекращается при равенстве давлений водяных паров в материале и окружающем воздухе); высокая вероятность термического разложения исследуемого материала, образование водонепроницаемой корки, которая препятствует влагоудалению и т.д. [3]. Важным недостатком вышеприведенного метода является значительные затраты времени на измерение влажности образца тресты, поэтому метод не может быть применен для непрерывного измерения влажности льнотресты на поточных линиях. Остальные прямые методы измерения влажности (дистилляционные, экстракционные и химические) также непригодны для непрерывного автоматического контроля влажности льнотресты в потоке.

В косвенных методах измеряется величина, функционально связанная с влажностью материала. Сложность косвенных методов заключается в необходимости предварительной калибровки влагомера с целью установления зависимости между влажностью материала и измеряемой физической величиной, однако, в связи с тем, что при таких методах, в большинстве случаев, измерение влажности производится быстро (по сравнению с прямыми методами), а также без изменения структуры и физических свойств (разрушения) исследуемого материала, можно предположить, что данные методы можно считать пригодными для автоматического измерения влажности льнотресты на поточных линиях.

Кондуктометрический метод измерения влажности основан на том, что некоторые материалы, являющиеся диэлектриками в сухом виде, становятся проводниками при увлажнении. Исследуемый материал помещается между двумя электродами, при этом материал должен обязательно иметь контакт с ними. Кроме того, необходимо компенсировать плотность льнотресты, ее температуру, неоднородность - в этом заключаются недостатки метода. Также серьезным недостатком является

сложность измерения большого сопротивления льнотресты при низкой влажности. Исходя из вышеизложенного, влажность кондуктометрическим методом на поточной линии измерять достаточно затруднительно.

Емкостный метод измерения влажности основан на том факте, что диэлектрическая проницаемость сухого вещества составляет в среднем 2..5, а диэлектрическая проницаемость воды – 80 в диапазоне частот от 10^5 до 10^8 Гц [3]. Таким образом, величина диэлектрической проницаемости значительно меняется даже при незначительном изменении содержания влаги в веществе. Диэлектрическая проницаемость влажного материала определяется в зависимости от емкости конденсатора, между обкладками которого находится исследуемое вещество.

В отличие от кондуктометрического метода, влагомерами, основанными на емкостном методе, возможно измерять низкие значения влажности (до 4%). Тем не менее, диэлектрическая проницаемость многих веществ (в том числе, и льняной тресты) зависит также от температуры и поверхностной плотности материала. В связи с этим, емкостный метод также нельзя назвать подходящим для точного измерения влажности льнотресты в потоке.

Оптические методы основаны на зависимости оптических свойств материалов от их влагосодержания. Для твердых веществ и жидкостей используются инфракрасная и видимая области спектра, но в большей степени – преимущественно ближняя область инфракрасного спектра, поскольку в этой области происходит избирательное поглощение влагой инфракрасного излучения определенной длины волны.

Инфракрасные влагомеры при измерении влажности слоя незначительной толщины обладают высокой точностью. Однако, так как инфракрасные влагомеры работают на отраженном свете, при измерении слоя сравнительно большой толщины они измеряют только влажность поверхности материала до 3..7 мм [3], при этом влажность в толще слоя остаётся абсолютно неопределённой, что увеличивает погрешность измерений.

Сверхвысокочастотный метод основан на зависимости диэлектрических свойств материалов от влажности в диапазоне дециметровых и сантиметровых волн. Влагомеры, основанные на данном методе измерения влажности, все чаще используются для измерения влажности твердых, сыпучих и жидких материалов [4]. Они отличаются высокой чувствительностью к величине влагосодержания, связанной с дисперсией обеих составляющих комплексной диэлектрической проницаемости, которая проявляется в диапазоне СВЧ, а также менее чувствительны к мешающим факторам по сравнению с кондуктометрическими и емкостными влагомерами. Использование многопараметровых сверхвысокочастотных влагомеров, компенсирующих влияние плотности и толщины слоя исследуемого материала, позволяют измерять влажность слоя льняной тресты любой толщины с высокой точностью.

Список литературы

1. Голуб, А.И. Льноводство Беларуси / А. И. Голуб, А. З. Чернушок. – Борисов: Борисовская укрупненная типография, 2009. – 243 с.
2. СТБ 1194-2007. Треста льняная. Требования при заготовках / Взамен СТБ 1194-99. Дата введ. 01.06.2008. - Минск : БелГИСС, 2008. - 15 с.
3. Корсунский, М.Д. Измерение влажности древесной стружки методом инфракрасной спектроскопии. - Москва, 1983. - 44 с.
4. Kraszeoski A. Microave Aquametry. A Review. - The Journal of Microwave Power, 15(4), 1980, p.p. 209-220.

62. Е.П. Забелло, д.т.н., профессор, В.Л. Петрович, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ОПЛАТЫ ЗА ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЕ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ИНТЕРВАЛЬНО-ДИФФЕРЕНЦИРОВАННЫХ ТАРИФОВ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ ПРИ КОСВЕННОМ УПРАВЛЕНИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ

Одним из самых важных компонентов рынка электроэнергии является его инструментальное обеспечение, которое представляет собой совокупность систем, приборов, устройств, каналов связи, алгоритмов и т. п. для контроля и управления параметрами энергопотребления. Базой формирования и развития инструментального обеспечения являются автоматизированные системы контроля и учета потребления электроэнергии. При переходе к рыночным отношениям между

производителями и потребителями энергии возросла актуальность задач определения фактического объема полезного отпуска и стоимости потребленной электроэнергии, планирования почасового электропотребления.

Из существующих вариантов тарифных систем выделяется система, основанная на курсовой калькуляции цены (ККЦ). В подобной системе оплата за электроэнергию осуществляется на основании текущей цены. В теории курсовой калькуляции цен различают три типа цен: пятиминутные, двадцатичетырехчасовые и предопределенные, т. е. смысл тарифицирования в данном случае заключается в том, что электроэнергия, поступающая на рынок в разное время, имеет разную цену. Это условие стало неотъемлемой частью функции косвенного управления нагрузками с помощью дифференцированных тарифов, в том числе и интервально-дифференцированного, сущность которого изложена в [2]. В основе тарифа положена оценка несоответствия графика нагрузок потребителя графику нагрузок энергосистемы на всех временных интервалах, и прежде всего – суточных. В [2] приведена следующая формула расчета текущего значения тарифа T_3 на электроэнергию, зависящего от его минимального (T_n), максимального (T_p) значения и коэффициента несоответствия формы графика нагрузок (ФГН) потребителя форме графика нагрузок энергосистемы (K_n):

$$T_3 = T_n + \frac{(T_p - T_n)(1 - K_n)}{2}, \quad (1)$$

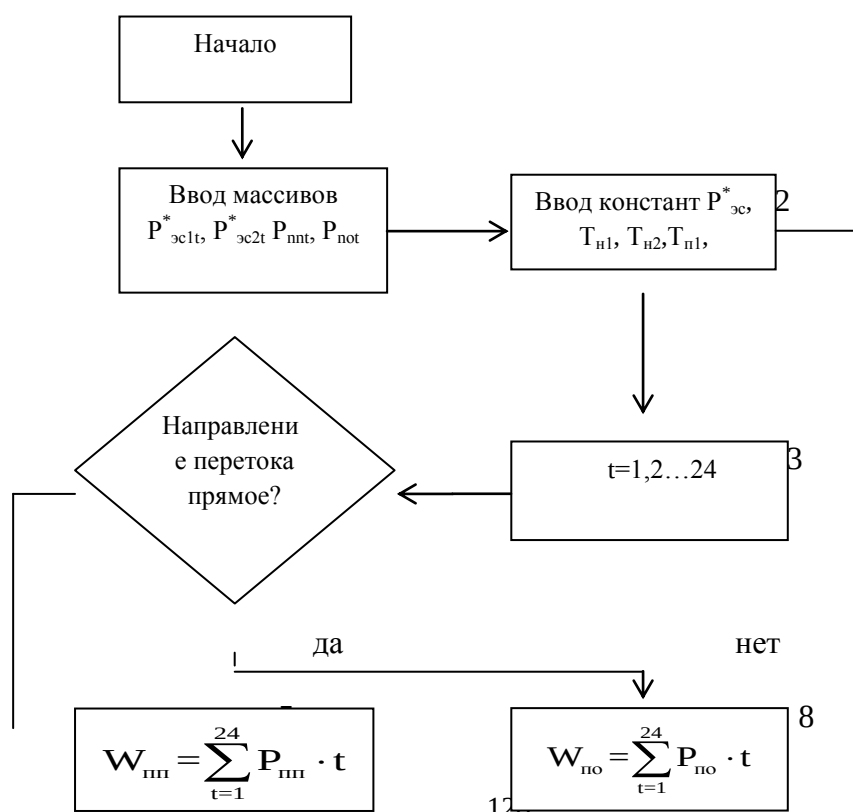
Из формулы (1) видно, что при $K_n=1$ (все нагрузки потребителя приходятся на ночную зону) $T_3=T_n$, а при $K_n=-1$ (все нагрузки находятся в пиковой зоне) $T_3=T_p$. При любых других значениях K_n в пределах от -1 до 1 значение T_3 будет находиться в пределах от T_n до T_p . При $K_n=0$

$$T_3 = \frac{T_p + T_n}{2}, \quad (2)$$

т.е. для потребителей, имеющих графики нагрузок идентичные по форме графику нагрузок энергосистемы, величина тарифа равна полусумме ночного и пикового тарифов.

Как следует из принципов формирования тарифа T_3 , его можно использовать для косвенного управления электрическими нагрузками следующим образом:

- изначально рассчитываются значения тарифов для покрытия нагрузок в ночной зоне (минимальные нагрузки) и то же – в пиковых зонах (максимальные);
- на основании данных, получаемых с помощью автоматизированной системы энергоучета и контроля (АКУЭ), формируется база данных по почасовым нагрузкам каждого дня, и строится суточный график нагрузок потребителя;



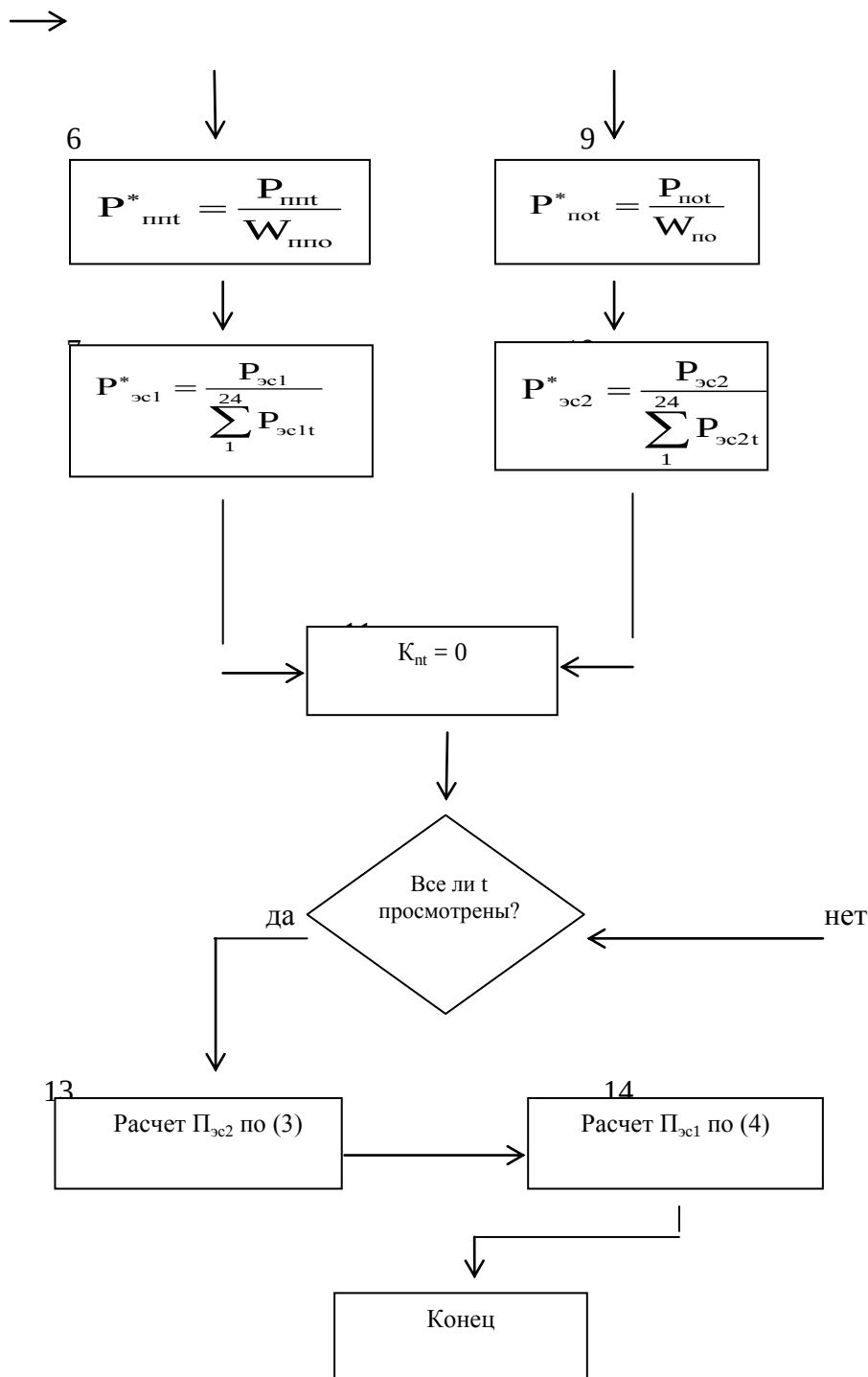


Рис. – Блок-схема расчета и платы за электропотребление в условиях наличия переточных линий

- в базу данных АСУЭ потребителя заносится (в относительных единицах) суточный график нагрузок энергосистемы;
- выполняется расчет значений $K_{\text{н}}$ по каждому часовому периоду;
- рассчитывается плата $\Pi_{\text{час}}$ по каждому часовому периоду и Π_{Σ} - в целом на суточном интервале.

На рисунке приведена блок-схема расчета платы за электропотребление в условиях наличия переточных линий. Согласно схеме на первых этапах расчета вводятся массивы данных по абсолютным и относительным значениям потребления и генерации усредненные на часовых интервалах мощностей со стороны поставщика ($P_{\text{эс1}}^*$, $P_{\text{ннт}}$) и потребителя ($P_{\text{эс2}}^*$, $P_{\text{нот}}$) и массивы констант: суточный график нагрузок энергосистемы ($P_{\text{эс}}^*$), максимальные и минимальные тарифы, рассчитанные для энергосистемы ($T_{\text{н1}}$, $T_{\text{н2}}$) и потребителя ($T_{\text{н1}}$, $T_{\text{н2}}$) как поставщиков энергии. В модулях 5-10 блок-схемы проводятся соответствующие вычисления суммарных величин энергии с учетом направления ее перетоков ($W_{\text{пп}}$ – прямой и $W_{\text{по}}$ – обратный), относительных величин

мощности также с учетом направления перетоков ($P_{\text{пт}}^*$, $P_{\text{пт}}^*$) и величин генерируемой мощности ($P_{\text{эс1}}^*$, $P_{\text{эс2}}^*$). На заключительном этапе цикла выполняются расчеты платы ($\Pi_{\text{эс2}}$) за электроэнергию передающей стороне и принимающей стороне ($\Pi_{\text{эс1}}$) по формулам:

$$\Pi_{\text{эс2}} = W_2 \left[T_{\text{н1}} + \frac{(T_{\text{п1}} - T_{\text{н1}})(1 - K_{\text{п2}})}{2} \right], \quad (3)$$

$$\Pi_{\text{эс1}} = W_1 \left[T_{\text{н2}} + \frac{(T_{\text{п2}} - T_{\text{н2}})(1 - K_{\text{п2}})}{2} \right], \quad (4)$$

где $T_{\text{н1}}$, $T_{\text{н2}}$ – удельная плата, руб./кВт ч, рассчитанная для передающей стороны и включающая выработку и передачу энергии по линиям высокого напряжения;

$K_{\text{п2}}$ – рассчитанный на основании графиков нагрузок для ЭС1 и ЭС2 критерий;

W_1 , W_2 – суммарное потребление электроэнергии в течение суток передающей и принимающей стороной, кВт ч.

Как видно из (3) (4), при устойчивых значениях границ тарифов (от $T_{\text{н}}$ до $T_{\text{п}}$) расчет платы за электропотребление обеими режимно взаимодействующими сторонами, представляет простую задачу, так как переменными величинами будут только значения W – перетоков энергии в прямом и обратном направлении и значения критерия $K_{\text{п2}}$.

Литература

1. Ebbinghaus. K. Stromferbrauchs – Vebtechnik und Tarifstruktur. Moglicheiter der Mikroelektronik // K. Ebbinghus, R. Ruster, W. Wese. – Brenn – Stoff – Wärme – Kraft: 1981. – N 7/8. – 303-312.
- Забелло Е.П. Автоматизированные системы контроля и учета энергоресурсов: учебно-методическое пособие // Е.П. Забелло, В.А. Дайнеко, В.Г. Булах. – Минск: БГАТУ. – 2016. – 436 с.
2. Забелло Е.П. О совершенствовании тарифов на электроэнергию // Промышленная энергетика. – 1985. № 5.

63. Е.П. Забелло, д.т.н., профессор, А.С. Качалко, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПРИМЕНЕНИЕ ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ ДЛЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕНЕРАЦИИ К ПОТРЕБИТЕЛЮ

Используя данные расчетов Департамента по энергоэффективности Госстандарта РБ [1], ЗАО “Белзарубежстрой” и БЕЛТА [2] в Чериковском РЭС сумма инвестиций равна 170 млн.дол, ФЭС мощностью 22 кВт по данным [3] в течении года выработало 21,1 тыс. кВт·ч, на ФЭС мощностью 3,75 Мвт производственного объединения “Белоруснефть” выработка составила 3,88 млн. кВт/ч [4]., сводим все в таблицу 1 из которой видно, что удельные затраты ($Z_{\text{уд}}$) на единицу мощности, рассчитанные для СЭС-4 и принятые одинаковыми для других СЭС, так как отсутствует информация, составляют величину, соизмеримую с величинами аналогичных показателей для базовых ГРЭС и ТЭЦ, а также в 3 раза ниже чем для АЭС.

Таблица 1

Фактические и расчетные показатели работы ФЭС различных величин мощности в РБ

№СЭС	Р, МВт	Wгод, млн кВт·ч	Z, млн.дол.	Z _{уд} , тыс.дол/кВт	K _з
СЭС-1	0,022	0,021	0,034	1,56	0,11
СЭС-2	3,75	3,88	5,8	1,56	0,13
СЭС-3	60	68,7	93,6	1,56	0,13
СЭС-4	109	124,5	170	1,56	0,13

Объем генерации энергии ФЭС зависит от продолжительности дня, высота солнца над горизонтом и погодных условий. Сведем данные по долготе дня для всех месяцев года в таблицу 2, взятые из [3] объёмы генерации ФЭС мощностью 22 кВт на основании которых можно сделать следующие выводы:

- отношение максимального значения долготы дня к минимальному в течении года составляет величину $17,08:7,43 = 2,3$;

некоторые составляющие эффективности принятых режимов. В таблице 3 сопоставлены данные по трём вариантам энергоисточников: энергосистеме (вариант 1), энергосистеме и ФЭС (вариант 2), энергосистеме, ФЭС и НЭ (вариант 3).

Таблица 3

Распределение объемов электропотребления по зонам суток и платы по дифференцированным тарифам для трех вариантов набора энергоисточников

№	Зона электропотребления	Вариант 1		Вариант 2		Вариант 3	
		Wi , ин.кВт·ч	Zi , ин.руб	Wi , ин.кВт·ч	Zi , ин.руб	Wi , ин.кВт·ч	Zi , ин.руб
1	Ночная	1,48	0,246	1,48	0,296	1,7	0,34
2	Полупиковая	3,02	1,208	0,52	0,208	0,52	0,208
3	Пиковая	2,8	1,68	1,42	0,852	1,2	0,72
4	Всего	7,3	3,256	3,42	1,356	3,42	1,268

Как видно из таблицы, объемы электропотребления W_i распределены по трем зонам суток в соответствии с трехзонным тарифом, а плата за электропотребление Z_i рассчитана на основании следующих их величин по зонам: ночной ($T_n = 0,2$ руб/кВт·ч), полупиковой ($T_{пп} = 0,4$ руб/кВт·ч) и пиковой ($T_p = 0,6$ руб/кВт·ч).

Таким образом, расчетные формулы имеют следующий вид:

$$W_{\Sigma} = \sum_i W_i$$

$$Z_{\Sigma} = \sum_i Z_i = W_n \cdot T_n + W_{пп} \cdot T_{пп} + W_p \cdot T_p \quad (1)$$

$$\bar{T} = \frac{W_{\Sigma}}{Z_{\Sigma}} \quad (2)$$

Так как генерация на СЭС-2 составила 3,75 млн. кВт·ч (таблица 1), а на СЭС отсутствует выработка энергии ночью, то в вариантах 2 и 3 объем электропотребления уменьшился именно в полупиковой и пиковой зоне и составил величину $W_{\Sigma 2,3} = W_{\Sigma 1} - W_{\Sigma 2} = 7,3 - 3,88 = 3,42$ млн кВт·ч

Расчет средних значений тарифов на покупку энергии из ЭС

$$\bar{T}_1 = \frac{3,256}{7,3} = 0,445 \text{ руб/кВт·ч}; \quad \bar{T}_2 = \frac{1,356}{3,42} = 0,395 \text{ руб/кВт·ч}; \quad \bar{T}_3 = \frac{1,268}{3,42} = 0,37 \text{ руб/кВт·ч}$$

Литература

- 1 Малашенко М.П. О перспективах использования возобновляемых источников энергии с учетом ввода в эксплуатацию Белорусской АЭС // Энергоэффективность.- 2019.-№1- с.2-4.
- 2 Крупнейшая в Беларуси солнечная электростанция появится в Чериковском районе. По информации ЗАО «Белзарубежстрой» и БЕЛТА // Энергоэффективность.-2019.-№1.-с.11.
- 3 <http://inaleks.bu/need-to-know/what-is-net-worked-solar-power-station.html>- дата доступа 23.02.2019г.
- 4 Миненков А., Котик А. Курс – на использование возобновляемых источников энергии / А. Миненков, А. Котик // Энергоэффективность.-2016.-№6.-с.11.

64. И.Б. Дубодел, к.т.н., доцент, П.В. Кардашов, к.т.н., доцент, В.С. Корко, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет

ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ БЕЛКОВОСОДЕРЖАЩИХ СРЕД

Длительное время развитие способов защиты окружающей среды от загрязнений отходами переработки шло по пути строительства очистных сооружений. Однако в последнее время становится очевидным, что наиболее рациональным решением проблемы является внедрение малоотходных и безотходных технологий. Особого внимания требуют быстропорящиеся отходы. В крахмалопаточном производстве это соковые и промывные воды.

Картофельный сок, образующийся при переработке картофеля на крахмал, является ценным кормовым продуктом, содержащим белки, растворимые сахара, минеральные вещества и др. Кормовая ценность 1 кг сухих веществ картофельного сока составляет 1,1 корм. ед. Поэтому полное использование картофельного сока является крупным резервом повышения эффективности производства крахмалопродуктов.

Технологический процесс осуществляется следующим образом. Картофельный сок поступает в приемный сборник 1 (рис.1), откуда насосом его перекачивают в электрокоагулятор.

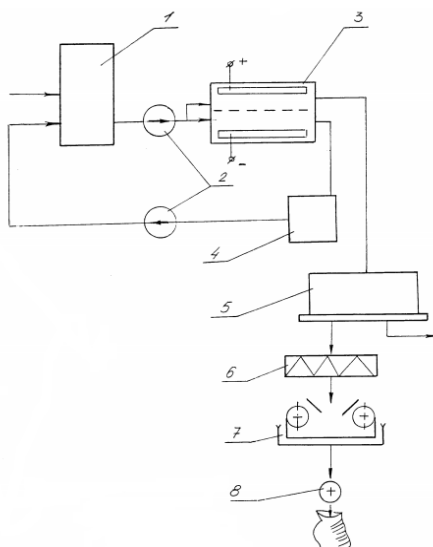


Рисунок 1. Принципиальная схема электрокоагуляции белков картофельного сока: 1-приемный сборник;

2-насос; 3-электрокоагулятор; 4-емкость католита; 5-осадительная центрифуга; 6-винтовой насос; 7-вальцовая сушилка; 8-молотковая дробилка

Обработанный продукт из анодных камер поступает на центрифугу 5 для выделения коагулята. Получаемый в катодной камере щелочной раствор собирают в емкость 2 и направляют на повторное использование в сборник 1. Осадок из центрифуги винтовым насосом 6 подают в двухбарабанную вальцовую сушилку 7. Высушенный скоагулированный белок измельчают на молотковой дробилке 8, упаковывают в мешки и используют в качестве белковой добавки.

Предлагаемый электрокоагулятор белков представлен на рис.2

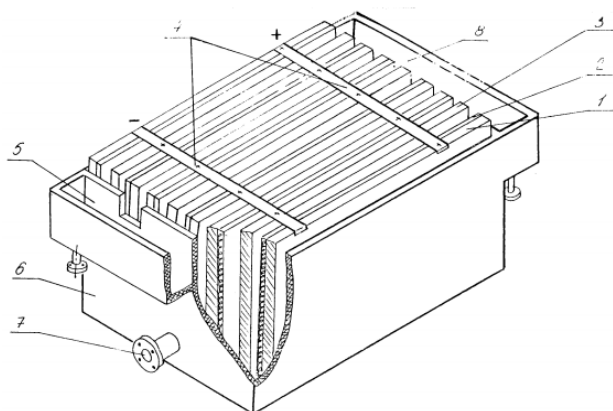


Рисунок 2. Электрокоагулятор белков картофельного сока: 1-катод; 2-мембрана; 3-анод; 4-токоподводящий стержень; 5-сборный карман для отвода католита; 6-диэлектрический корпус; 7-подводящий коллектор; 8-сборный карман для отвода анолита

Корпус установки выполнен из полистерола, отдельные элементы которого соединены при помощи клея. Внутри корпуса расположена электродная система, состоящая из пакета прямоугольных пластин, включающих 4 анода и 8 перфорированных катодов. Аноды выполнены из графита ГЭ. Сверху скреплены шпильками, которые служат в качестве токоподвода.

Перфорированные катоды из нержавеющей стали 12Х18Н9Т размещены между анодами так, чтобы анодные и катодные камеры чередовались между собой. На катоды со стороны анодов наложены мембраны из бейтинга, размер которых на 10% больше катодов. По бокам электрокоагулятора расположены два сборных кармана для отвода анолита и католита. Подача сока в установку осуществлена через подводящий коллектор, размещенный снизу.

65. В.С. Корко, к.т.н., доцент, П.В. Кардашов, И.Б. Дубодель, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭФФЕКТЫ ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЙ В ПРОЦЕССАХ МОЙКИ И ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЯ ПЛОДОВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ

С натуральными овощами, фруктами, ягодами в организм человека попадают различные чужеродные вещества, токсины различной природы: механические (почва, экскременты птиц, насекомых), химические (токсичные металлы, пестициды, соединения азота, гормональные препараты и т.п.), биологические (микроорганизмы, вирусы, насекомые, гельминты, микотоксины и др.). При переработке плодоовощной продукции все чаще используют различные пищевые добавки, консерванты, раскислители и другие не всегда полезные для организма человека вещества [1, 2]. В реально складывающихся условиях обеспечение качества и безопасности продовольственного сырья и пищевых продуктов становится важнейшей стратегической задачей государства.

Так как основная масса природных и техногенных загрязнений, а также защитных покрытий (воска, парафина и т.п.) находится в коже или на ее поверхности, начальным этапом промышленной и кулинарной переработки плодоовощной продукции является мойка водой, растворами щелочей, поверхностно-активными веществами и т.п.

Нами исследованы электротехнологии активации жидких сред для их применения в процессах мойки и обеззараживания с помощью ультразвуковых и электролизных установок.

Установка для ультразвуковой обработки материалов состоит из источника питания, преобразователя электрических колебаний в механические, акустического трансформатора (концентратора), рабочего инструмента. Источники питания (ультразвуковые генераторы) преобразуют электрическую энергию переменного тока промышленной частоты в энергию тока высокой частоты, равной частоте ультразвука. Эффекты ультразвуковых колебаний в различных средах проявляются в механических, акустических, термических и биологических действиях.

В жидкостях под действием ультразвука возникают значительные разности давлений в локальных зонах и сопутствующие механические, термические и физико-химические явления, в частности акустическая кавитация (образования в жидкости пульсирующих парогазовых пузырьков), интенсивное перемешивание, переменное движение частиц, интенсификация химических реакций, массообменных процессов и т.п. [3]. При этом за короткое время в микрообъеме среды выделяется мгновенная энергия, достаточная для возбуждения, ионизации и диссоциации молекул воды, газов и других веществ. Результатом этих процессов является активация жидкости, значительно усиливающая ее моющие, стерилизующие свойства (при очистке, мойке), а также стимулирующие некоторые биологические эффекты при обработке продукции (например, увеличение всхожести семян, энергии роста растений).

В качестве моющих и дезинфицирующих растворов могут также применяться растворы гипохлорита натрия и анолита, полученные электрохимическим путем [3, 4]. Для производства гипохлорита натрия используют электролизные установки, в которых продукты электролиза раствора соли $NaCl$ свободно смешиваются в электрохимическом процессе.

При электролизе раствора соли $NaCl$ под действием постоянного тока происходят процессы диссоциации молекул $NaCl \rightarrow Na^+ + Cl^-$; $H_2O \rightarrow H^+ + OH^-$. Ионы движутся к соответствующему электроду – положительные $Na^+, H^+ \rightarrow$ к катоду, отрицательные $Cl^-, OH^- \rightarrow$ к аноду. На электродах выделяется хлор и водород $2Cl^- - 2e \rightarrow Cl_2$; $2H^+ + 2e \rightarrow H_2$. В объеме раствора хлор соединяется с водой, образуя соляную и хлорноватистую кислоты $Cl_2 + H_2O \rightleftharpoons HClO + HCl$, а также на основе Na получается щелочь и гипохлорид натрия $Na^+ + OH^- \rightleftharpoons NaOH$; $NaOH + HClO \rightleftharpoons NaClO + H_2O$. Хлорноватистая кислота и гипохлорид натрия являются сильными окислителями. Их растворы используют для мойки и дезинфекции материалов и оборудования.

При электролизе с разделительной мембраной (рисунок) водных растворов соли $NaCl$ обеспечивается активация сред в прианодном и прикатодном пространствах: анолит обогащается оксидантами ($HClO$, Cl_2O , ClO_2 , Cl и др.) и приобретает кислотный показатель, а католит насыщается щелочными элементами ($NaOH$, OH , H_2O_2 , HO_2 и др.).



Рисунок - Схема электрохимического реактора для электроактивации раствора

Наряду с кислотностью и щелочностью изменяются химическая и биологическая активность растворов, их физические свойства, происходит **активация**. Анолит обладает моющими, бактерицидными свойствами, католит стимулирует процессы регенерации и развития клеток, активирует биологические процессы [3].

Экспериментальные исследования процессов мойки и обеззараживания яблок, огурцов, картофеля, салата, подтверждают вышеизложенные предпосылки.

Например, после мойки яблок обычной водой в течение 2 мин. количество микроорганизмов составляло, КОЕ/г, в начале: МАФАМ - $5 \cdot 10^2$, дрожжей и плесеней - $1,5 \cdot 10^2$; через один месяц хранения: МАФАМ - $3 \cdot 10^3$, дрожжей и плесеней - $4 \cdot 10^3$.

В результате обработки ультразвуком частотой 18 кГц в течение 2 мин. получены соответственно следующие показатели, КОЕ/г: в начале МАФАМ - $2 \cdot 10^1$, дрожжей и плесеней - $0,22 \cdot 10^1$; через месяц хранения МАФАМ - $1,1 \cdot 10^2$, дрожжей и плесеней - $2,5 \cdot 10^2$. Сравнительный органолептический анализ показал, что после ультразвуковой мойки поверхность яблок более чистая, особенно в труднодоступных зонах плодоножек и соцветий. Аналогичные по эффективности с ультразвуковой обработкой результаты получены при использовании анолита с показателями $pH=4,0$ и $ОВП=+800$ для мойки яблок в течение 2 мин.

Таким образом, при использовании для активации жидких сред технологических действий ультразвуковых колебаний и электрохимических процессов при электролизе

можно существенно ускорить и удешевить традиционные технологические процессы при одновременном повышении качества конечного продукта и уменьшении энергоемкости и загрязненности среды.

Литература

1. Донченко, Л.В. Безопасность пищевой продукции: учебник для СПО. В 2 ч. Ч.1. / Л.В. Донченко, В.Д. Надыкта. – Москва: Юрайт, 2018. – 264с.
2. Шилов, Г.Ю. Современные методы дезинфекции салатных культур, овощей и фруктов / Г.Ю. Шилов. Пищевая промышленность, №8, 2013, - С. 13-17.
3. Электротехнологии: пособие / И.Б. Дубодел, Е.М. Заяц, П.В. Кардашов, В.С. Корко, Е.А. Городецкая. - Минск: БГАТУ, 2014. – 252с.
4. Рогов, В.М. Электрохимическая технология изменения свойств воды / В.М. Рогов, В.Л. Филипчук. - Львов: Выща школа, 1989. - 128 с.

66. В.В. Носко, Д.С. Праженик, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ СЕПАРИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Обеспечение высокого качества машин, узлов и агрегатов (показателей назначения, технологичности и надежности), их конкурентоспособности при сравнительно небольших затратах является главной задачей современного отечественного машиностроения.

Условия работы зерноуборочных комбайнов разнообразны и отличаются специфическими особенностями. Работа в абразивной среде, неоднородность обрабатываемого продукта, перепады температур, сложный рельеф местности выдвигают при эксплуатации сложные задачи по совершенствованию конструкторско-эксплуатационных свойств комбайнов и повышению их надежности.

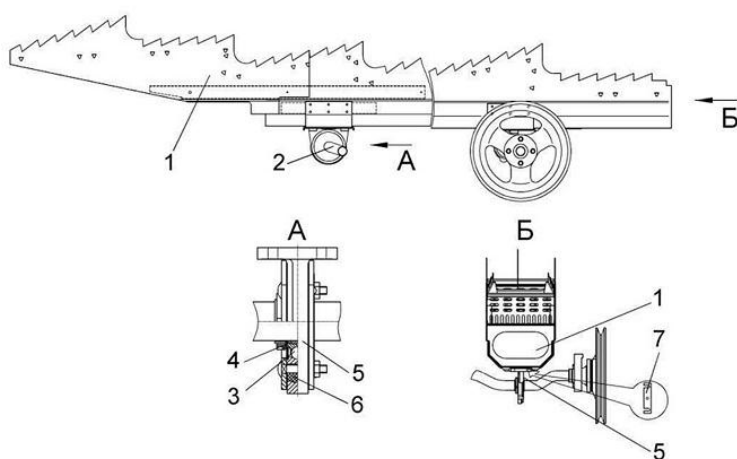
В связи с этим исследование качества зерноуборочных комбайнов и их функциональных узлов с разработкой эффективных методов повышения надежности имеет большое научно - практическое значение [1].

Соломотряс предназначен для выделения зерна из вороха, поступающего из молотильного барабана. Качество работы соломотряса определяется прежде всего полнотой выделения зерна (а следовательно, и величиной потерь) и степенью засоренности мелкого вороха, требующего очистки. Кроме того, к соломотрясу предъявляется ряд требований. Поскольку это рабочий орган комбайна, он должен обладать большой надежностью, а это диктует необходимость иметь простую конструкцию и высокую удельную производительность (так как размеры соломотряса часто определяют габариты комбайна).

Наиболее широко распространенным видом соломотрясов стал клавишный. Его рабочим органом является клавиша, представляющая собой металлический короб с каскадами и жалюзийным нерегулируемым решетом на поверхности. Зерно, прошедшее через отверстия решета, попадает на днище клавиши и скользит по нему к началу верхнего решета очистки комбайна. У некоторых современных комбайнов устанавливают клавиши с открытым днищем. Тогда между соломотрясом и очисткой приходится размещать скатную доску. При такой конструкции соломотряса исключается попадание семян, прошедших через зазоры между клавишами, в конец очистки, что в конечном итоге ведет к снижению потерь зерна в комбайне. Соломотряс может быть одновальным и двухвальным. Чаще всего клавиши опираются на два коленчатых вала. В этом случае каждая точка соломотряса совершает круговое движение. Современные соломотрясы имеют валы, колена которых повернуты относительно друг друга на 90° (четырёхклавишные), 120° (трехклавишные) и 72° (пятиклавишные). Клавиши такого соломотряса работают практически независимо друг от друга, т. е. каждая подбрасывает только ту солому, которая лежит на ней.

Анализ статистических данных по видам отказов и наработки на отказ показал, что: наиболее частым отказом соломотрясов является поломка (разрушение) коленчатых валов и клавиш; коленчатые валы разрушаются по точкам приварки упорных колец, а клавиши "складываются" пополам, причем началом надрыва является дно клавиши; наработка на отказ составляет от нескольких часов (на этапе обкатки узла) до сотни часов, причем не наблюдается закономерности распределения поломок во времени эксплуатации; износ шеек и вкладышей имеет характерный односторонний износ.

Классическую клавишу 1 (рисунок 1) монтируют на подшипниках 3 одноразовой смазки с разрезными конусными втулками 4. В подшипниковых опорах 5 на ведомом валу 2 между подшипником и корпусом вводят резиновую втулку 6. Последняя компенсирует за счет своей упругой деформации все неточности в размерах валов и расстояния между опорами на клавише. Для устранения перекоса клавиш устанавливают прокладки 7 [2].



1 - клавиша; 2 - вал ведомый; 3 - подшипник; 4 - разрезная конусная втулка; 5 - опора подшипника;

6 - втулка резиновая; 7 – прокладки

Рисунок 1 – Соломотряс

Упростить конструкцию соломотряса и увеличить его ремонтпригодность позволяет установка клавиш соломотряса на деревянные подшипники скольжения (рисунок 2), которые

состоят из двух частей и регулировочных прокладок между ними. Шайбами, приваренными к валам, указанные подшипники удерживаются от смещения в осевом направлении.

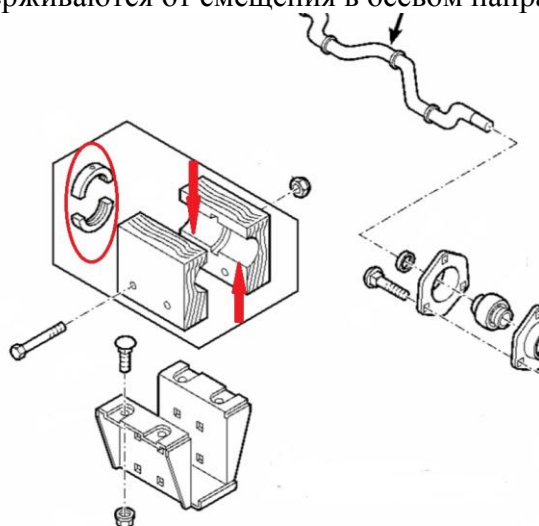
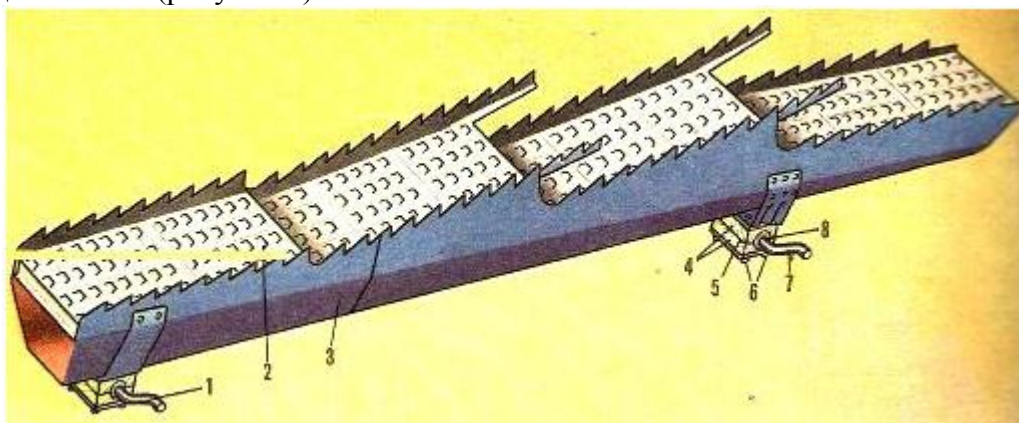


Рисунок 2 – Деревянный подшипник скольжения

Клавиши соломотряса установлены на двух коленчатых валах, которые закреплены на боковинах молотилки, с помощью шарикоподшипников одноразовой смазки. В корпусах подшипников ведомого вала установлены резиновые амортизаторы, которые компенсируют возможные перекосы клавиш из-за неточностей сборки или изготовления деталей. Частота вращения валов равна 195 об/мин. Клавиши к коленчатым валам присоединены с помощью деревянных подшипников (рисунок 3).



1 – передний коленчатый вал соломотряса; 2 – поверхность клавиши; 3 – корпус клавиши; 4 – вкладыши подшипника клавиши; 5 – регулировочная прокладка; 6 – болты крепления клавиши; 7 – задний коленчатый вал; 8 – шайба

Рисунок 3 – Клавиша соломотряса

Инженерные подходы совершенствования соломотрясов, в основном, направлены на незначительные изменения конструкций для решения локальных задач. Многообразие конструкций деталей и узлов создавалось с целью улучшения качества сепарации без решения задач по повышению надежности соломотряса. Частные решения повышения долговечности предполагают применение дорогостоящих подшипниковых узлов или же материалов, не предназначенных для работы в условиях повышенного абразивного износа и хранения при низких температурах в зимний период.

Деревянные подшипники очень простое и эффективное решение.

Для выяснения явлений, связанных с работой неметаллических подшипников и эффективного использования преимуществ в различных областях машиностроения и приборостроения необходимо провести ряд экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Липский, Н.Ю. Определение основных параметров настройки зерноуборочного комбайна / Н.Ю. Липский. – Мн. : БГАТУ, 2004.– 12 с.

2. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-1218 «Палессе GS-12». Инструкция по эксплуатации. – 182с.
3. Черныш, А. П. Повышение надежности клавишных соломотрясов зерноуборочных комбайнов "Енисей" конструкторско-технологическими методами : дис. к.т.н.: 05.20.03 / А. П.Черныш. – Кемерово, 2006. – 370 л.

67. О.В. Данильчик, Белорусский государственный аграрный технический университет
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЗАЩИЩЕННОМ ГРУНТЕ

Экономическая и энергетическая ситуация в Республике Беларусь требует разработки и использования энергоэффективных технологий в каждой отрасли народного хозяйства. Энергоэффективность следует рассматривать в двух аспектах. Первый - снижение расхода топлива и (или) энергии, расходуемых на единицу выпускаемой продукции или ВВП, второй - мероприятия, реализация которых обеспечивает достижение экономического эффекта за счет совершенствования структуры самого энергетического процесса и производства (эффективное использование топлива и энергии, замена дорогостоящих видов топлива на более дешевые, максимальное использование местных ТЭР, децентрализация источников энергоснабжения, использование нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, разработка и внедрение энергоэффективных технологий и оборудования).

Производство овощей в защищенном грунте - острая энергетическая проблема. Годовые удельные энергозатраты на обогрев различных типов зимних теплиц достигают 150-170, а весенних пленочных - 55 кг у. т./м² в год. С учетом нынешней стоимости ТЭР и получаемой продукции такие теплицы становятся нерентабельными. Снизить энергозатраты не менее чем на 30 % можно за счет разработки и установки энергосберегающих и светопроницаемых ограждений, тепловых экранов и автоматизированных систем обогрева; использования местных видов топлива, комплектования оптимального состава машин для возделывания овощей в теплицах; перехода к автоматизированным технологиям малообъемных гидропонных систем выращивания овощей на субстратах; разработки систем обогрева теплиц с использованием нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, например, гелиоветроэнергетических.

Одним из эффективных методов повышения энергоэффективности теплиц, как показали проведенные исследования, является применение локального обогрева овощных растений тепловым излучением с использованием инфракрасных излучателей.

Важным преимуществом ИК-излучения является его быстроедействие, которое характеризуются значительной тепловой инерцией, требуемый температурный режим в зоне обогрева создается практически сразу после включения ИК-излучателей.

Теплоизлучатель видимого или инфракрасного спектра устанавливается непосредственно над (или возле) объектом нагрева и обогревает прежде его самого, а затем уже весь остальной объем помещения. Максимально комфортные условия создаются прежде всего в зоне самого объекта.

По принципу действия теплоизлучатели делятся на электрические или газовые. По диапазону спектра на «светлые» (при температуре излучения в 900°C) или «темные» (инфракрасные при температуре излучения до 900°C). Конструктивно излучатели выполняются в виде панелей или труб значительной протяженности.

Самым важным элементом конкурентоспособности предлагаемых теплоизлучателей является их универсальность. Использование в качестве топлива любого горючего газа (природного, сжиженного или, особенно, генераторного) при элементарной переналадке устройства дает возможность бесперебойной работы теплоизлучателей в широком диапазоне неблагоприятных внешних факторов.

Обогрев сельскохозяйственных помещений при помощи инфракрасных газовых теплоизлучателей является важным звеном в системе снижения затрат на производство сельскохозяйственной продукции. От качества обогрева сельскохозяйственных помещений зависит теплоощущение тепловой комфорт растений, кроме того, инфракрасный обогрев положительно действует на иммунную систему, что в конечном итоге сказывается на себестоимости продукции [1].

Рассмотрим экономические показатели разрабатываемых излучателей на примере теплицы площадью с 720 м² высотой потолка до 4,5 м.

В настоящее время (базовый вариант) такие помещения в основном обогреваются воздушно-

конвективными теплогенераторами, работающими на природном газе, например, типа «ТГГ-0,18» (завод «Брестсельмаш»)[2].

Для обогрева такого помещения до средней температуры 25°C при средней температуре окружающей среды за отопительный период в Республике Беларусь - $1,6^{\circ}\text{C}$ и длительности отопительного периода 202 дня требуется $825 \text{ Гкал} = 975000 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ тепловой энергии. Из них тепло, согревающее непосредственно рабочую зону, составляет примерно 36 % (пропорционально объему рабочей зоны), или $297 \text{ Гкал} = 348975 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$.

При использовании теплоизлучателей от них потребуется прежде всего столько же тепла в виде лучистой составляющей, подаваемого непосредственно в рабочую зону. Для обогрева оставшейся части строения до температуры всего лишь 16°C (чтобы функционировали его системы

$$\frac{(975000 - 348975)(16 - (-1,6))}{25 - (-1,6)} = 414212$$

и коммуникации) нужно соответственно $(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = 353 \text{ Гкал}$. Поэтому суммарное количество тепла при использовании теплоизлучателей составит $348975 + 414212 = 763187(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. Экономия топлива в год составит $175 \text{ Гкал} = 205625 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$. Количество теплоизлучателей при мощности 1 теплоизлучателя, равной $7,3 \text{ кВт}$, составит $\frac{763187}{202 \cdot 24 \cdot 7,3} \approx 22 \text{ шт.}$

Экономия природного газа при использовании предлагаемых теплоизлучателей ТИГ, работающих на природном газе, по сравнению с теплогенератором ТГГ-0,18 составит в год на одной теплице $205625 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \times 0,01 \text{ USD/ кВт}\cdot\text{ч} = 2056 \text{ USD}$.

Срок окупаемости капитальных вложений по сравнению с базовым вариантом в каждом хозяйстве составит при использовании в теплоизлучателях природного газа 3,4 года.

Воздействие таких отопительных систем, как газовые горелки инфракрасного излучения, на окружающую среду в части выброса вредных летучих компонентов гораздо меньшее, чем от традиционных котельных.

Анализ состояния овощеводства защищенного грунта в Республике Беларусь определяет необходимость совершенствования применяемых технологий и оборудования, обеспечивающих обогрев теплиц. На основании приведенного обзора можно сделать следующие выводы: расходы на содержание и уход для газовых установок лучистого обогрева очень малы, расходы на ремонт также незначительны, выходящие из строя излучатели можно легко заменить. Что свидетельствует о неоспоримых преимуществах обогрева теплиц инфракрасными теплоизлучательными системами, использующими природный газ и сжиженный газ

Литература

1. Эффективность применения инфракрасных газовых теплоизлучателей в системах обогрева / В. Б. Ловкис [и др.] // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвященной ведущим ученым БГАТУ, создателям научной школы по автотракторостроению Д. А. Чудакову, В. А. Скотникову, Минск, 28-30 ноября 2013 г. - Минск: БГАТУ, 2013. - С. 266-270.
2. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://brestselmash.by/katalog/teplogeneratory/item/10-teplogeneratory-tipa-tgg-i>— Дата доступа: 10.03.2019.

68. Р.С. Грудовий, к.т.н., Житомирський національний агроекологічний університет

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ КІНЕМАТИКИ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ У ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРАХ

Аналіз робіт по дослідженню руху сипких вантажів у гвинтових каналах та взаємодії їх із гвинтовими робочими органами показав, що спрощені розрахункові залежності не враховують особливостей гвинтових поверхонь, що призводить до суттєвих помилок. В той же час використання складних реологічних моделей не виправдано, оскільки уточнення результатів є несуттєвим порівняно із ускладненням задач.

Приведені залежності для гвинтових конвеєрів ґрунтуються на використанні основного кінематичного рівняння гвинтових механізмів [5]:

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_g)}{2\pi}, \quad (1.)$$

де ω_g - кутова швидкість вантажу, в тихохідних конвеєрах $\omega_g = 2,5...18 \text{ с}^{-1}$.

Розроблені реологічні моделі сипучого вантажу не відзначаються достатньою точністю для опису складного процесу транспортування у тихохідних конвеєрах, в яких при осьовому переміщенні відбувається безперервне перемішування вантажу з коловою складовою руху в площині, нахилений під кутом 50...70 градусів до площини поперечного перерізу конвеєра. Їх використання призводить до похибок значно більших, ніж при використанні залежностей з експериментальними коефіцієнтами.

Розрахунок швидкохідних, зокрема і вертикальних конвеєрів відрізняється від розрахунку тихохідних тим, що параметри процесу транспортування залежать не тільки від властивостей вантажу, але і від експлуатаційних параметрів (кутової швидкості, кута нахилу тощо), які пов'язані між собою кореляційними зв'язками.

Визначення осьової швидкості вантажу залежно від кутової швидкості шнека є складною задачею. Григор'єв [1] на основі вирішення диференціальних рівнянь руху рекомендує залежність для приблизного знаходження кутової швидкості обертання шнека і кута нахилу гвинтової траси транспортування β :

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \left[\frac{\sin \gamma}{\mu_2 \cos \beta \left(\frac{\pi - k_T \mu_1}{\pi + k_T \mu_1} - \operatorname{tg} \beta \right)} - \cos \gamma \right] \left(1 + \frac{\pi \operatorname{tg} \beta}{k_T} \right)^2, \quad (2.)$$

де μ_1 , μ_2 - відповідно коефіцієнти тертя вантажу по поверхні спіралі та кожуха, $k_T = T/D$ - коефіцієнт кроку, $r = D/2$ - розрахунковий радіус.

Рівняння (1.8) отримане при розв'язку диференціального рівняння руху [1] з допущенням, що кутове прискорення частинки рівне нулю, що для конвеєрів з коефіцієнтом швидкохідності $P=3...5$ прийнятно, а для конвеєрів з $P=10...25$ вносить значні похибки.

Л.М. Куцин [4] запропонував середню осьову швидкість переміщення вантажу визначати за залежністю:

$$v_z = \frac{\int v_p d\Omega}{\int d\Omega}, \quad (3.)$$

де $d\Omega$ - елементарна кільцева площадка поперечного січення площею Ω ;

v_p - осьова швидкість вантажу в площадці $d\Omega$ з радіальним параметром ρ .

$$v_p = \frac{Tn(\rho^2 - m\rho)}{60(t^2 + \rho^2)}, \quad (4.)$$

де $m = \operatorname{tg} \varphi_2$; φ_2 - кут між нормаллю до гвинтової поверхні і вектором абсолютної швидкості тіла параметром ρ ; $t = T/2\pi$.

Недоліком рівняння (4) є те, що воно не враховує реологічних характеристик вантажів і взаємодії кільцевих шарів між собою. Аналогічні недоліки властиві і методу розрахунку конвеєрів з використання пасивних зон.

Дослідження А.М. Григор'єва, Б.М. Гевка, Л.М. Куцина, Н.К. Штукова, В.П. Желтова дозволили детально розглянути кінематику руху частинки у вертикальному конвеєрі. Проте рух частинки у швидкохідних похилих конвеєрах розглядається із допущеннями, що вносять значні похибки. Практично не розглянуті моделі сипучого середовища при транспортуванні його конвеєром, не окресленні границі допущень при переході від руху матеріальної частинки до вантажу. Виходячи із складності процесів, що протікають у гвинтових конвеєрах при транспортуванні вантажу та багатьох взаємопов'язаних факторів, використовувати складні моделі опису руху сипучих середовищ для розрахунку гвинтового конвеєра є відносно складним завданням. Інтерес можуть складати прості моделі, а саме модель у вигляді матеріальної частинки з приведеними параметрами, модель, що враховує силу дії верхніх частинок, модель шару змінної товщини [1, 6].

Важливе значення для розрахунку руху сипучого середовища в безвідривному режимі транспортування має твердження про те, що вантаж рухається як одне ціле, якщо коефіцієнт тертя матеріалу μ до поверхні шнека відповідає умові:

$$\mu < \mu_{zp} = f + k / (h \rho_1 (\eta + g \cos \alpha_g)), \quad (5.)$$

де μ_{zp} - граничний коефіцієнт тертя матеріалу до поверхні шнека; k - сила зчеплення зерен; η - прискорення транспортуючої поверхні в нормальному напрямку; α_g - кут нахилу поверхні до горизонту; f - коефіцієнт внутрішнього тертя; h - товщина шару; ρ_1 - щільність вантажу.

Для транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами у відомих моделях розглядається рух матеріальної частинки із приведенням відповідних параметрів до руху потоку. Моделювання розподілу напружень в сипучому вантажі стосується в основному статичного його стану, а для випадку значних швидкостей переміщення реологічні моделі практично відсутні у зв'язку із неоднозначністю взаємодії між шарами і поєднанням тертя ковзання і кочення.

У роботі О.Р. Рогатинської [6] встановлено особливості транспортування швидкохідними гвинтовими конвеєрами. Аналіз закономірностей переміщення виділеного елемента вантажу масою m_c проводився на основі розв'язку відповідних диференціальних рівнянь руху, виведених для випадку переміщення ланцюгово-зв'язних частинок, відокремленого тонкого шару та пошарового руху потоку за умови ковзання вантажу по поверхнях кожуха та гвинта.

Показано, що під час пуску гвинтового конвеєра із завантаженим робочим простором момент зрушення вантажу, особливо для високошвидкісних гвинтових конвеєрів суттєво перевищує момент усталеного транспортування, а взаємодія гвинтової поверхні із вантажем має ударний характер. Зміна ударного навантаження за результатами моделювання апроксимовано залежністю:

$$f(t) = F_{\max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_1} \right)^\varepsilon \left(\frac{t_1 - t}{t_1 (1 - \tau)} \right)^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (6.)$$

де t_1 - час, за який вантаж набуде зрушення; $t_1 = k_\delta \delta_T / v_1 = 2\pi k_\delta \delta_T / \omega T$. Тут k_δ - коефіцієнт, що враховує умови захоплення вантажу гвинтом, δ_T - величина осьового переміщення для ущільнення матеріалу, v_1 - швидкість збігу гвинта.

Максимальну силу ударного навантаження, необхідну для надання зрушень масі m швидкості v визначено за залежністю:

$$F_{\max} = \frac{mv}{k_1 t_1} = \frac{m \omega^2 D T \sin \alpha}{4\pi k_\delta k_1 \delta_T} = K_F \rho_{II} \omega^2 L D^3, \quad (7.)$$

де $k_1 = k_1(\varepsilon)$ - коефіцієнт форми кривої; K_F - комплексний безрозмірний коефіцієнт, що враховує коефіцієнт заповнення, умови транспортування тощо, $K_F = 0,3 - 0,5$; L - довжина заповненого вантажем конвеєра.

Визначено коефіцієнт динамічності ударного навантаження $k_d = N_1 [1 + (1 + k_2 \mu_2) F_{\max} / N_1]$, де N_1 - нормальна сила, що діє на гвинт при усталеному транспортуванні; k_2 - коефіцієнт, що враховує боковий тиск вантажу. Відповідно максимальний обертовий момент приводу становить $T_{\max} = k_d T_{ном}$.

На основі проведеного аналізу результатів досліджень кінематики сипкого матеріалу у гвинтових конвеєрах сільськогосподарського призначення можна зробити висновок - що незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені проектуванню гвинтових конвеєрів, сучасні вимоги сільськогосподарського виробництва висувають завдання щодо модернізації існуючих конструкцій та створення принципово нових з проведенням відповідних теоретичних та експериментальних досліджень.

Тому вирішення наукового завдання, яке полягає в розробленні та практичній реалізації раціональних конструкцій гвинтових конвеєрів, мінімізації енерговитрат і зменшення травмування

насіння є актуальним, доцільним, значущим і перспективним для сільськогосподарської галузі України та інших держав.

Список використаних джерел

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 1972. 258 с.
2. Гевко Б.М. Рогатинський Р.М. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів. Видавництво «Світ», 1993, 206 с.
3. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль: ТДТУ ім. Івана Пулюя. 2008. 307 с.
4. Куцин Л. М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 / Л. М. Куцин. Ростов-на-Дону, 1982. – 38 с.
5. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. докт. техн. наук: 05.20.01, 05.05.05 / Рогатинський Роман Михайлович. – К., 1997. – 502 с.
6. Рогатинська О. Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів: дис. канд. техн. наук: 05.05.05 / Рогатинська Олена Романівна. - Тернопіль, 2006. - 167 с.

69. В.А. Ковалев, к.т.н., доцент, И.И. Скочек, Белорусский государственный аграрный технический университет

ОСОБЕННОСТИ КОНТРОЛЯ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА НЕКОТОРЫХ ОБЪЕКТАХ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

Относительная влажность воздуха является одним из тех параметров в технологических процессах агропромышленного комплекса, которые определяют их оптимальное протекание. Влажность воздуха в помещениях для содержания скота и птицы является важной составляющей благоприятного микроклимата, влажность воздуха в плодоовощехранилищах, холодильных камерах, является параметром, создающим оптимальный режим длительного хранения пищевого сырья и готовых продуктов.

Для измерения относительной влажности воздуха используются различные физические принципы и разработано достаточно много методов [1]. На их основе приборостроительные предприятия во всем мире выпускают широкую гамму измерительных преобразователей и приборов – гигрометров, но если проанализировать ситуацию с надежностью систем контроля относительной влажности воздуха, то на некоторых объектах агропромышленного комплекса она окажется удручающей. Давайте попробуем разобраться, с чем это связано.

Дело в том, что большая часть современных измерителей относительной влажности воздуха изготавливаются с применением емкостных чувствительных элементов. Благодаря высокой технологичности их производства и поэтому относительно невысокой стоимости, приборы на основе емкостных сенсоров широко используются для измерения влажности во многих отраслях народного хозяйства и других видов человеческой деятельности. Они прекрасно себя зарекомендовали при измерениях относительной влажности на объектах, где рабочий уровень влажности лежит в пределах до 80-85 %. Однако применение емкостных сенсоров в среде с влажностью выше 90 % ограничено из-за их существенного недостатка (о котором редко упоминают производители) – дрейфа метрологических характеристик при длительном нахождении в среде с высокой влажностью. Величина дрейфа увеличивается с ростом влажности, температуры и длительности пребывания при высокой влажности и может достигать 10 % [2]. В условиях высокой влажности эти датчики, кроме того что имеют большую погрешность, могут выходить из строя при попадании на них конденсата, образующегося в результате достижения точки росы или работы увлажнителей и парогенераторов [3]. Таким образом, на многих объектах агропромышленного комплекса, имеющих как раз рабочей высокую влажность (плодоовощехранилища, грибные фермы, теплицы), применение гигрометров на основе «обычных» емкостных чувствительных элементов неприемлемо. Разработчикам систем автоматизации этих объектов следует в обязательном порядке учитывать данный фактор.

Не так давно на рынке появились специальные модели гигрометров с емкостными чувствительными элементами, предназначенных для длительной работы в условиях высокой

влажности. В этих устройствах емкостной сенсор с помощью отдельного нагревательного элемента перегревается относительно окружающей среды, в результате чего относительная влажность воздуха в точке измерения не превышает 70-85 %. При таком уровне влажности сенсор может долговременно сохранять свои метрологические характеристики. Преобразователь на основе значений температуры сенсора и измеренной относительной влажности рассчитывает парциальное давление водяного пара. Отдельный измерительный преобразователь контролирует температуру воздуха. Затем на основе известных значений парциального давления и температуры рассчитывается относительная влажность воздуха во всем контролируемом пространстве. Такие гигрометры могут быть с успехом использованы на вышеупомянутых объектах агропромышленного комплекса, но следует учитывать, что они существенно дороже «обычных».

Более привлекательной по стоимости альтернативой при этом могут служить измерители на основе психрометрического метода, основанного на разнице показаний "сухого" и "увлажненного" термометров. Это исторически самый старый метод измерения относительной влажности воздуха. Современные психрометрические датчики, используемые в системах автоматического контроля, обычно состоят из пары подобранных термопреобразователей сопротивления и устройства для смачивания одного из них, включающего емкость с водой и тканевый фитиль. Сигналы с термопреобразователей поступают на электронный микропроцессорный блок, где по психрометрической разности температур и психрометрическому коэффициенту именно этого конструктивного решения датчика, определяется относительная влажность воздуха.

На погрешность измерения при использовании этого метода оказывают влияние атмосферное давление, скорость аспирации, температура воздуха, чистота заливаемой воды, запыление тканевого материала. Кроме всего погрешность, возникающую при изменении свойств тканевого материала (например, тканевый материал запылится и высохнет) и изменении скорости движения воздуха около датчиков, трудно заметить. К недостаткам психрометрических гигрометров таким образом можно отнести постоянную необходимость контроля влажного тканевого материала и наличия воды в устройстве для смачивания, что подталкивает специалистов к поиску менее «капризных» приборов. И часто, не зная особенностей использования «обычных» емкостных чувствительных элементов, делается выбор в их пользу, и через какое-то время испытывается разочарование из-за метрологического отказа системы контроля. В то же время, если грамотно организовать техническое обслуживание психрометрического датчика, он может длительно иметь хорошие метрологические характеристики.

Литература

1. Фарзани, Н.Г. Технологические измерения и приборы [Текст] : учеб. для студ. вузов /Н.Г. Фарзани, Л.В. Илясов, А.Ю. Азим-заде. – М.: Высш. шк., 1989. – 456 с.
 2. Измерение влажности в климатических термокамерах [Электронный ресурс].– Режим доступа: <http://www.microfor.ru/html/application/termokamers.php>. - Дата доступа: 21.02.2019.
- Датчики относительной влажности воздуха [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://gribovod.kiev.ua/rh-measurement.pdf>. - Дата доступа: 11.03.2019.

70. А.П. Акимов, д.т.н., профессор, В.П. Мазяров, к.т.н., доцент, Ю.В. Константинов, к.т.н., доцент, В.П. Егоров, к.т.н., доцент, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия

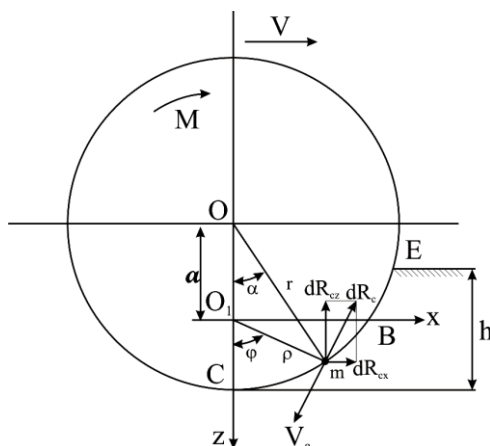
ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

ВВЕДЕНИЕ. Проходимость транспортных средств с колесными движителями по поверхностям с малой несущей способностью характеризуется значением движущей силы, создаваемой колесным движителем. Движение колеса по деформируемой поверхности сопровождается, как правило, буксованием и образованием колеи. На величину движущей силы колеса влияют как параметры, так и режимы его работы.

На связных грунтах в большинстве случаев сцепление колеса ограничивается сдвигом грунта в плоскости контакта. Максимально возможная движущая сила колеса будет равна сумме горизонтальных реакций сдвига грунта, заключенного между выступами протектора, и трения выступов протектора по грунту [1]:

$$P_{дв} = R_{хсц} = R_{сх} + R_{хт}. \quad (1)$$

При движении колеса в точках контакта его обода с грунтом возникает деформация сдвига как по оси O_1Z (рис. 1), так и по оси O_1X . Направление сдвига грунта по оси O_1X будет зависеть, главным образом, от режима работы колеса, то есть от положения мгновенного центра вращения O_1 .



Элементарная горизонтальная составляющая реакции сдвига в точке m обода колеса равна

$$dR_{CY} = \pi b \cos \phi da, \quad (2)$$

$$dR_{CY} = \tau(1 - \kappa_n)rb \cos \alpha da, \quad (3)$$
$$\tau = C_\sigma + P_\tau \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (4)$$

Тогда суммарная горизонтальная составляющая реакций сдвига будет равна

$$dR_{CX} = (C_0 + P_{\tau}tg\varphi_0)(1-\kappa_H)rb\int_0^{\alpha_1} Cos\varphi da \quad . \quad (5)$$

$$x = r \sin \alpha = \rho \sin \alpha, \quad z = r \cos \alpha = \rho \cos \alpha + a. \quad (6)$$
$$\rho = -a \cos \varphi + \sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2}; \quad (7)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi + a}. \quad (8)$$

$$dR_{CX} = (C_0 + P_{\tau} \tan \varphi_0)(1 - \kappa_n) r b \left[\sin \varphi_E + \frac{\lambda_{\kappa}^2 - 1}{\lambda_{\nu}} F\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_{\nu}}\right) - \lambda_{\kappa} E\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_{\nu}}\right) \right], \quad (9)$$

144

мгновенным центром вращения O_1); $F\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k}\right)$ и $E\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k}\right)$ – эллиптические интегралы первого и второго рода.

Угол φ_E определяется через линейные величины следующим образом

$$\varphi_E = \arccos \frac{r\left(1 - \frac{1}{\lambda_k}\right) - h}{\sqrt{\left[r\left(1 - \frac{1}{\lambda_k}\right) - h\right]^2 + r^2 - (r - h)^2}}, \quad (10)$$

где h – глубина колеи.

Выражение (9) позволяет определить значение движущей силы колеса от реакций сдвига, а также получить теоретические зависимости движущей силы от глубины колеи и режима работы колеса. Так, например, задавшись исходными значениями параметров ($r = 0,5$ м; $b = 0,26$ м; $C_0 = 0,05$ МПа; $P_\tau = 0,5$ МПа; $\varphi_0 = 12^\circ$; $\kappa_n = 0,5$) и режимом работы колеса $\lambda_k = 2$, получим график зависимости движущей силы от глубины колеи (рис. 2).

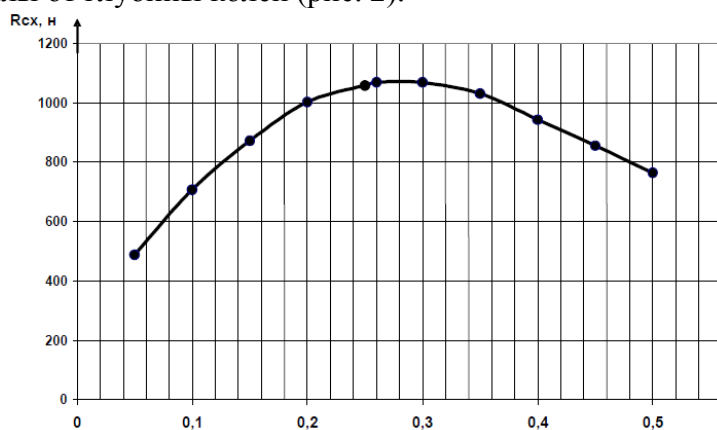


Рисунок 2 - Зависимость движущей силы колеса от глубины колеи (при $\lambda_k = 2$)

Если принять глубину колеи постоянной величиной ($h = 0,25$ м) при тех же значениях остальных параметров, то получим график зависимости движущей силы от кинематического коэффициента λ_k (рис. 3).

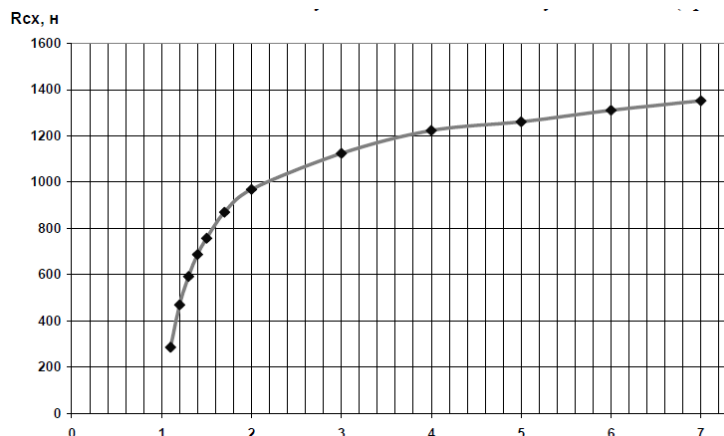


Рисунок 3 - Зависимость движущей силы колеса от кинематического коэффициента (при $h = 0,25$)

Из графика, изображенного на рисунке 2, следует, что движущая сила от реакций сдвига колеса, работающего в режиме буксования при $\lambda_k = 2$, возрастает до глубины колеи $h = 0,25 - 0,3$, а затем уменьшается.

Следовательно, потенциальные тяговые возможности колеса могут быть реализованы в том случае, когда каждому значению глубины колеи соответствует строго определенное значение кинематического коэффициента λ_k . То есть, когда линия неподвижной центроиды O_1X , проходящей через МЦВ (см. рис. 1), совпадает с линией дневной поверхности (при $h = r - a$).

Выводы

1. Получена зависимость горизонтальной составляющей реакций сдвига R_x от диаметра, режима работы колеса и глубины колеи.

2. С увеличением кинематического коэффициента λ_k (при $h = const$) движущая сила возрастает по кривой гиперболического типа с асимптотами, параллельными осям координат. При этом максимальная скорость нарастания движущей силы наблюдается при значениях λ_k от 1,1 до 3.

Список использованной литературы

1. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Акимов, А.П. Кинематика и динамика ротационных почвообрабатывающих машин и агрегатов / А.П. Акимов, Ю.В. Константинов, В.И. Медведев. – Чебоксары: 2017. – 202 с.
3. Акимов, А.П. Оптимизация параметров и режимов функционирования дисков почвообрабатывающих машин и орудий : монография / Акимов А.П., Константинов Ю.В. – Чебоксары, ФГБОУ ВО Чувашская ГСХА, 2017. – 136 с.
4. Медведев, В.И. Проходимость жесткого колеса при образовании глубокой колеи / В.И. Медведев, А.П. Акимов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1976. – № 8.

71. С.М. Герук, к.т.н., доцент, с.н.с., Житомирський агротехнічний коледж, О.М. Сукманюк, к.і.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет

ФРАГМЕНТИ ІСТОРІЇ РОЗВИТКУ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ

На початку ХХ ст. рівень розвитку металургії визначав розвиток виробництва в цілому. Вся техніка, особливо сільськогосподарська, працювала в умовах надзвичайно інтенсивного спрацювання їхніх робочих елементів внаслідок контакту з ґрунтом. А це вимагало неабияких невикористаних та експлуатаційних втрат металів і необхідності ремонту та відновлення деталей машин, що сприяло розширенню й удосконаленню вже відомих методів зварювання і наплавлення, кожен з яких давав позитивні наслідки та отримував в подальшому наукове обґрунтування.

Основа увага дослідників з питання відновлення деталей сільськогосподарських машин приділялась аналізу матеріалів, які використовувалися при відновленні деталей сільськогосподарської техніки зварюванням та наплавленням та якості металу після проведення цих відновлювальних процесів.

Ще в 1936 році М.М. Курнаков [1] відмічав, що серед сортів сталі необхідно виділити середньомарганцеві склади із вмістом вуглецю 0,25...0,35 %, кремнію 0,15...0,25 %, марганцю 1,4...2,8 %, які дають можливість при виготовленні з них деталей збільшити допустимі напруження на 50 % порівняно з вуглецевими сталями. На основі легування марганцем використовуються покритті наплавлявальні електроди ОЗН-250...ОЗН-400, наплавлений метал із вмістом 0,15...0,2 вуглецю та 2,4...4,2 % марганцю [2]. З цього ж питання В.А. Цуканов [3] вказав на позитивний вплив марганцю в сталях при його вмісті до 3 %.

Вперше найбільш повну характеристику марганцевих сталей в 1920-х роках дав Ліпін В.Н., [4] який зробив висновок про малу придатність сталей із вмістом більше 2 % марганцю через її крихкість (вміст вуглецю близько 0,5 %), але відмітив низьку чутливість їх до перегріву, що підтверджується дослідженнями, хоча в ряді робіт відмічається також чутливість марганцевих сталей до перегріву [5, 6].

Подопрігора С.С. в 1930-х роках приводить багато даних із властивостями марганцевих сталей з вмістом марганцю до 1,81 %, відмічаючи чутливість марганцевих сталей до відпускнуї крихкості, вона приблизно відповідає деяким сортам хромонікелевої сталі. Зважаючи на це, Подопрігора С.С. запропонував розглядати відпускну крихкість не з точки зору впливу одного елемента, а в комплексному впливі різних легуючих елементів та інших факторів [7].

В 1940-1950 роки В.Д. Садовський та Н.П. Чупракова відмічали, що при 1,55 та 2,4 % марганцю сталі після високого відпуску у відношенні абсолютного значення ударної в'язкості майже не поступаються хромистим чи нікелевим сплавам, то при 3,55 та 4,5 % марганцю настає суттєве погіршення (вивчалися середньовуглецеві сталі із вмістом вуглецю 0,34-0,39%) [8]. Ряд авторів вказуючи на можливість легування сталей марганцем в кількості більше 2% доводять необхідність при цьому зниження вмісту вуглецю [9].

Деякі дані властивостей середньомарганцевих складів сталі із вмістом марганцю до 5 % приводить Гудремон Е. в 1937 р., який вказує, що сталі з підвищеним вмістом марганцю та низьким вмістом вуглецю володіють високою в'язкістю та доброю зварюваністю [10].

В 1950 роках Нехейдзі Ю.А. вказує на можливість застосування марганцевої сталі із вмістом

марганцю більше 2 % при пониженому вмісті вуглецю (до 0,2 %) відмічаючи, що сталь при цьому має добру ударну в'язкість [11].

На основі аналізу літературних джерел можна відмітити, що для відновлення зношених деталей сільськогосподарської техніки наплавленням під флюсом достатньо легувати наплавлений метал марганцем в кількості до 3%.

Дослідження, проведенні в ІЕЗ ім. Є.О. Патона АН УРСР показали, що по стійкості сталі до утворення крихких тріщин вони розміщуються в наступному порядку: 10ХСНД, 10Г2С, 15ХСНД, 16Г2АФ, 18Г2АФ, 15Г2АФД, хоча за еквівалентом шкідливих домішок та вмісту вуглецю перші три марки мають перевагу [15].

В 1960-х–1970-х роках Б.Є. Патоном, К.В. Багрянським та М.О. Ольшанським було досліджено окремі фактори, які впливають на якість ремонтного наплавлення деталей сільськогосподарських машин. Вказані фактори визначали умови протікання процесу зварювання та накладали деякі як технологічні, так і конструктивні обмеження [16].

Вони запропонували розрахункову формулу хімічного складу металу шва:

$$R_{ш} = \gamma_{ел} R_{ел} + (1 - \gamma_{ел}) R_0 \pm \Delta R,$$

де $R_{ш}$ – розрахунковий вміст елемента в металі шва, %;

$R_{ел}$, R_0 – аналітичний вміст елемента в електродному дроті і основному металі, %;

$\gamma_{ел}$ – відсоткова частка електродного металу в металі шва;

$\pm \Delta R$ – коефіцієнт засвоєння, що визначає перехід елементу із флюсу в метал шва або навпаки.

Аналіз сталейних деталей сільськогосподарської техніки за твердістю робочих поверхонь, проведений в 70-х роках ХХ ст. В.М. Кряжковим показує, що вони в основному розділяються на три групи:

- покращуємі з твердістю 25-30 HRC;
- після загартування та середнього відпуску з твердістю 40-45 HRC;
- після загартування та низького відпуску з твердістю 52-55 HRC.

Деталі сільськогосподарської техніки, які підлягають відновленню, в основному, виготовляються із вуглецевих та низьколегованих сталей із вмістом вуглецю 0,3-0,6 %, необхідна зносостійкість забезпечується відповідною термічною чи хіміко-термічною обробкою. Наплавлення під флюсом зазначених деталей із застосуванням наступної термообробки не потребує застосування дефіцитних електродних матеріалів. Для виключення додаткової термічної обробки при відновленні деталей сільськогосподарської техніки багатьма дослідниками використовується метод легування наплавленого металу, що забезпечує самогартування нанесеного шару при природньому охолодженні деталі після наплавлення.

Для виготовлення легуючих флюсів-сумішей широко використовувались технологія запропонована Н.І. Доценком (НИИАТ), коли у флюс додають ферохром та графіт, що дозволяє отримати необхідну твердість поверхні без додаткової термообробки. Для можливості корегування складу флюсів-сумішей із метою отримання необхідного хімічного складу наплавленого металу С.О. Ткаченком у 1972 р. [16] було отримано при обробці дослідних наплавок рівняння регресії.

Аналіз літературних джерел та дослідження показали, що для відновлення значної кількості деталей, виготовлених із середньовуглецевих конструктивних сталей з твердістю робочої поверхні HRC 40-60, доцільно використовувати систему легування С-Mn-Si.

Для легування наплавленого металу використовувались наступні флюси:

1. Флюс АН-348А з додаванням алюмінію у вигляді пудри ПАК-1 (ГОСТ 5494-56). В якості сполучного матеріалу використовували натрієве рідке скло густиною 1,45 в кількості 15% від ваги сухої суміші.

2. Флюс ОСЦ-45 з додаваннями карбиду кальцію (ГОСТ 1460-63) в кількості 5-20%, попередньо подрібненого на гранули розміром 0,1-0,3 мм (Авторське свідоцтво №484958).

3. Плавний флюс ФО-28 (Авторське свідоцтво №353804), що забезпечував підвищений перехід марганцю в метал шва і рафінування зварювальної ванни.

Польові та лабораторні (за схемою Брінелля) дослідження відносної зносостійкості показали, що склад наплавленого металу з використанням флюсів АН-348А, ОСЦ-45, нарівні та вище нової деталі. В якості еталону при лабораторних дослідженнях прийнято сталь 45 з твердістю HRC 40, при польових – стандартний каток трактора класу 30 кН.

Аналіз результатів дослідження, проведеного А.В. Ковалем в 1985 р., [17] показав, що прийнята система легування дозволяла значно підвищити зносостійкість сполучених деталей і сполучення в цілому.

При використанні флюсу ФО-28 для відновлення зношених деталей наплавленням з використанням наплавлювальних дрітів Нп-30ХГСА, Нп-80 (ГОСТ 10543-75) метал шва самозагартується при природному охолодженні із-за підвищеного вмісту марганцю, рафінується, якість відновлених деталей є високою [17].

Основний розвиток теоретичних основ дугового зварювання та наплавлення розпочався в кінці 30 років ХХ ст., коли постала потреба створити нові автоматизовані технологічні процеси, які забезпечували б високу якість з'єднань, високопродуктивні методи зварювання та наплавлення.

Список використаних джерел

1. Курнаков Н.С. Введение в физико-химический анализ / Н.С. Курнаков. – Л.: ОНТИ, Химтеорет. 3-е доп. изд-е., – 1936. – 194 с.
2. Юзвенко Ю.А. Наплавка: курс лекций для специалистов-сварщиков / Ю.А. Юзвенко. – К.: Наук. думка, 1976. – 68 с.
3. Цуканов В.А. Легирование конструкционной стали марганцем / В.А. Цуканов. – М.; Л.: Машгиз, 1959. – 204 с.
4. Липин В.Н. Металлургия чугуна, железа и стали / В.Н. Липин. – Л., 1927. – Т. 3, ч. 2. – 27 с.
5. Влияние состава керамических флюсов на пыле- и газовыделение при автоматической наплавке / К.А. Олейниченко [и др.] // Сварочное производство. – 1967. - №4. – С. 14–16.
6. Стеренбоген Ю.А. Перераспределение водорода перед фронтом кристаллизации металла шва / Ю.А. Стеренбоген // Автоматическая сварка. – 1973. - №1. – С.5-7.
7. Подопригора С.С. Среднемарганцевая конструкционная сталь / С.С. Подопригора. М.: ОНТИ, 1934. –158 с.
8. Садовский В.Д. Структурная наследственность в стали/ В.Д. Садовский, Н.П. Чупракова // Труды института металлофизики и металлургии АН СССР. Свердловск, 1945. Вып. 6. С. 34-38.
9. Обергоффер П. Техническое железо. Строение и свойства / П. Обергоффер. М.;Л., 1940. – 536 с.
10. Гудремон Э. Учение о специальных сталях / Э. Гудремон. – М.: ОНТИ НКТП, 1937. – 548 с.
11. Нехеидзи Ю.А. Стальное литье . М.: Металлургиздат, 1948. 314 с.
12. Жемчужников Г.В. Стойкость низколегированных полуспокойных сталей против зарождения хрупких трещин / Г.В. Жемчужников, А.В. Павлов // Автоматическая сварка. – 1973. - №7. – С. 35-38.
13. Зеке Ю. Возможности количественной оценки металлургических характеристик флюсов / Юлиус Зеке // Флюсы и шлаки: материалы междунар. семинара. К., 1975. С. 18–22.
14. Багрянский К.В. Электродуговая сварка и наплавка под керамическими флюсами / К.В. Багрянский. – К.: Техника, 1976. – 182 с.
15. Технология электрической сварки плавлением / под ред. Б.Е. Патона. М.;К.: Машгиз;ГОНТИ, 1962. 663 с.
16. Сварка в машиностроении. Т.1 / под ред. Н.А. Ольшанского.М.: Машиностроение, 1978. 504 с.
17. Коваль А.В. Сварочный флюс ФО-28 для восстановления изношенных стальных деталей / А.В. Коваль, В.П. Якименко, Ю.А. Шалагинов // Сварочное производство. – 1985. №1. С. 12-13.

72. Ю.Н. Рогальская, В.Н. Еднач, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЕМЯН ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕЯЛКИ

Введение

Получение высоких урожаев сельскохозяйственных культур во многом зависит не только от качества посевного материала, но и непосредственно от процесса посева. Во время посева зачастую происходит травмирование семян, что в конечном итоге приводит к снижению урожайности возделываемых культур.

В настоящее время широкое применение получили сеялки с пневматическими высевальными системами. Применение пневматических высевальных аппаратов сеялок точного посева снижает процент травмирования семян в 10 раз по сравнению с механическими системами посева.

Проведённый патентный поиск показал что существует пневматическая сеялка, включающая пневматическую систему с централизованным дозированием семян, вертикальный подающий трубопровод, распределительную головку с отводящими патрубками и шарнирно закреплённым в ней делителем потока в виде конуса, причем конический делитель потока закреплён на вертикальной оси с возможностью вращения под действием аэросмеси и имеет на поверхности параллельные винтовые канавки, по глубине соизмеримые с толщиной семян, отличающаяся тем, что на внутренней поверхности вертикального подводящего трубопровода закреплена винтовая ленточная спираль с направлением навивки, совпадающим с направлением навивки параллельных винтовых канавок конического делителя потока. На рисунке 1 представлена технологическая схема пневматической сеялки. [1]

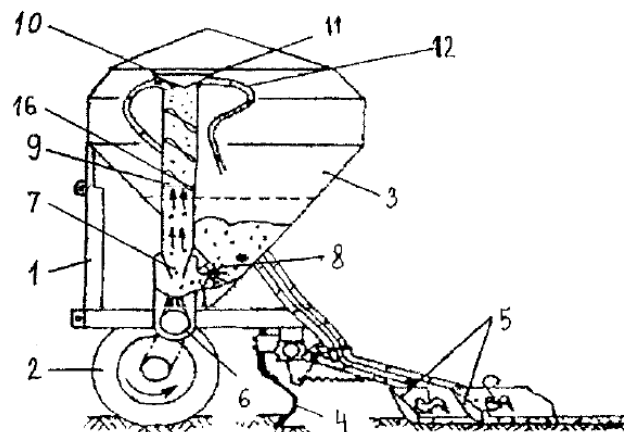


Рисунок 1. – Технологическая схема пневматической сеялки.

Полезная модель относится к сельскохозяйственному машиностроению, в частности к пневматическим сеялкам.

Известно распределительное устройство пневматической сеялки, включающее пневматическую систему с централизованным дозированием семян, вертикальный подающий трубопровод, распределительную головку с отводящими патрубками и шарнирно закреплённым в ней делителем потока в виде конуса, причем конический делитель потока закреплён на вертикальной оси с возможностью вращения под действием аэросмеси и имеет на поверхности параллельные винтовые канавки, по глубине соизмеримые с толщиной семян.

При работе пневматической сеялки с таким распределительным устройством вращающийся конический делитель потока будет оказывать расположенными на его поверхности параллельными винтовыми канавками повреждающее воздействие на семена, так как при соприкосновении с ними вектор скорости семян будет резко меняться, а само это изменение будет носить ударный характер.

Задача, которую решает полезная модель, заключается в снижении повреждаемости семян. Поставленная задача решается с помощью пневматической сеялки, включающей пневматическую систему с централизованным дозированием семян, вертикальный подающий трубопровод, распределительную головку с отводящими патрубками и шарнирно закреплённым в ней делителем потока в виде конуса, причем конический делитель потока закреплён на вертикальной оси с возможностью вращения под действием аэросмеси и имеет на поверхности параллельные винтовые канавки, по глубине соизмеримые с толщиной семян, где на внутренней поверхности вертикального подводящего трубопровода закреплена винтовая ленточная спираль с направлением навивки, совпадающим с направлением навивки параллельных винтовых канавок конического делителя потока.

На рисунке 2 представлена конструкция распределительного устройства.

Сеялка имеет раму 1, опирающуюся на приводные колеса 2, на которой закреплены бункер для семян 3, следорыхлители 4 и сошники 5 с загортачами. Пневматическая система включает вентилятор 6, эжекторное устройство 7, дозатор семян 8 и вертикальный подающий трубопровод 9. На конце трубопровода 9 установлена распределительная головка 10 с делителем потока 11 в виде конуса. По окружности к распределительной головке 10 подсоединены отводящие патрубки-семяпроводы 12, связанные с сотниками 5. Конический делитель потока 11 имеет вертикальную ось

13, закріплену вторим концом на кришці розподільця з допомогою упорного підшипника 14. На коніческій поверхно́сті делителя выполнены параллельные винтовые канавки 15, по глубине соизмеримые с толщиной семян. На внутренней поверхности вертикального подающего трубопровода 9 закреплена винтовая ленточная спираль 16 с направлением навивки, совпадающим с направлением навивки параллельных винтовых канавок 15 коніческого делителя потока 11.

При движении сеялки вращение от колеса 2 передается на катушку дозатора семян 8 и требуемое количество семян вводится в эжекторное устройство 7. Сюда же вентилятором 6 нагнетается воздух, который захватывает высеваемые семена и перемещает их по вертикальному подающему трубопроводу 9 к распределительной головке 10.

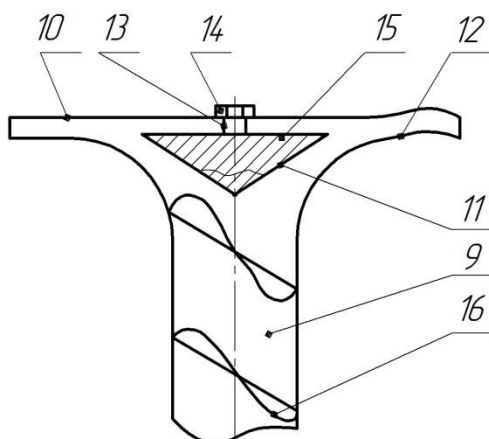


Рисунок 2. – Распределительное устройство.

При этом за счет взаимодействия с закреплённой на внутренней поверхности вертикального подающего трубопровода 9 винтовой ленточной спиралью 16 аэросмесь получает вращение, совпадающее с направлением навивки и вращения параллельных винтовых канавок 15 коніческого делителя потока 11, что приводит к снижению их повреждаемости, так как семена ударяются о гребни параллельных винтовых канавок под острым углом, близким к углу их навивки, и далее равномерно распределяются в канавках, не меняя резко при этом вектора скорости. Винтовые канавки 15 равномерно распределяют семена по отводящим патрубкам-семяпроводам 12, и они далее подаются воздухом к сошникам 5, высеванные семена заделываются в почву загортачами.

Заклю́чение

Предлагаемая конструкция распределительного устройства поможет уменьшить процент травмирования семян, а также сделать движение семян более упорядоченным.

Литература

1. Патент на полезную модель РБ 6046U, МПК А 01С 7/00, 28/02, 2010.
2. Патент на полезную модель РБ 3353U, МПК А 01С 7/00, 15/04, 2007.

73. О.В. Блезнюк, к.т.н., доцент, О.С. Иванюк, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ РІЖУЧОЇ КРАЙКИ РОБОЧОГО ОРГАНУ З ҐРУНТОМ

При дослідженні взаємодії ріжучої крайки робочого органу, клина, з ґрунтом необхідно приймати до уваги умови роботи і конструктивні особливості. У багатьох робочих органах ґрунтообробних машин: плужні лемеші, лапи культиваторів, ножі фрез спостерігається такі особливості роботи як: рух робочого органу в напівзакріпленій абразивній масі; незначна різниця щільності ґрунту за глибиною; інтенсивне затуплення леза, то що.

Також слід зазначити, що при ковзанні по твердій основі тильна сторона леза зношується інтенсивніше ніж передня грань, якщо маса, що обробляється, взаємодіючи на передню грань, має меншу щільність, ніж основа або має знижену абразивну агресивність [1]. Утворення тильної фаски призводить до збільшення енергоємності технологічного процесу, що в свою чергу характеризується формуванням ущільненого ядра оброблюваної маси, підвищенням тягового опору та виглибленням робочого органу.

Заслуговує на увагу робота [2] з вивчення явищ пов'язаних з утворенням ущільненого ядра перед профілями із заданими конструктивними параметрами. Досліджувалися профілі товщиною 15

мм з симетричними кутами загострення: $\beta_1 = 180^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, $\beta_3 = 60^\circ$, $\beta_4 = 30^\circ$, $\beta_5 = 15^\circ$, два профілі мали одностороннє заточування з кутами: $\beta_6 = 45^\circ$, $\beta_7 = 20^\circ$, восьмому профілю була надана симетрична заточка у вигляді параболи. Профіль круглого перетину мав діаметр 30 мм, три профілі товщиною 6, 7 і 10 мм з кутом загострення $\beta = 180^\circ$. В результаті експерименту було встановлено, що ущільнене ядро утворюється незалежно від категорії ґрунту і товщини профілю при симетричних кутах загострення леза $\beta \geq 50 \dots 60^\circ$, перед несиметричним профілем $\beta \geq 25^\circ$, як би доповнюючи існуючий кут до симетрії, а також у профілів, які мають круглу або параболическу форму заточки. При цьому перед профілями з симетричними кутами - $\beta < 50^\circ$ ущільнене ядро не утворюється (рис. 1), що дозволяє знизити енергоємність процесу різання.

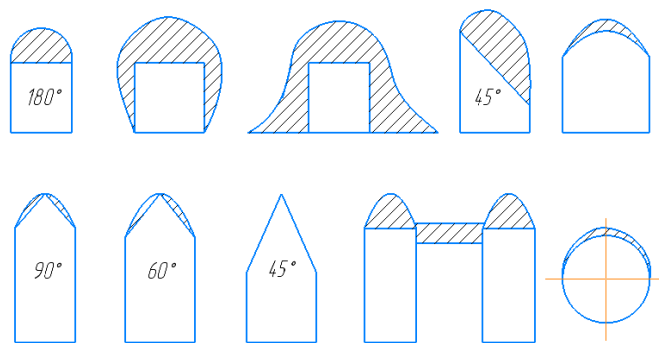


Рис. 1. Різні форми ущільнених ядер в зв'язаному ґрунті в залежності від форми заточення різального профілю

При взаємодії робочих органів у формі клина з ґрунтом основним видом деформації (до 90%) є локальне стиснення, до появи системи тріщин, і тільки після цього руйнування розвивається іншими видами деформації - зрушенням, розтягуванням, вигином. Рух робочого органу в ґрунті супроводжується утворенням просторового поля напружень, яке може посилюватися при дифракції з іншими полями напружень [3]. Це пояснюється тим, що ґрунт являє собою дисперсну систему з нескінченного числа твердих ґрунтових частинок і ґрунтових агрегатів, пов'язаних між собою міжагрегатними зв'язками різної природи: хімічної, фізичної. За своїми властивостями природні ґрунти найбільше відповідають моделі дискретного зернистого середовища з анізотропними властивостями і характеристиками. При прикладенні зовнішніх навантажень в таких дискретних середовищах необхідно враховувати деформацію не тільки скелета з твердих частинок, але і водно-повітряної фази, що заповнює пори і капіляри. Крім того, необхідно враховувати наявність в орному шарі ґрунту безлічі мікро і макротріщин, пустот, сторонніх включень. Під навантаженням вони як концентратори збільшують локальне напруження, що призводить до порушення суцільності моноліту пласта.

Для більшості супісчано-глинистих ґрунтів, міцність міжагрегатних зв'язків значно менша міцності твердих частинок. Тому ґрунти руйнуються по зв'язках між частинками і агрегатами, внаслідок чого опір ґрунтів руйнуванню стисненням до 20 разів більший, ніж при розтягуванні.

Діаграма зусиль різання в ґрунтах завжди характеризується різким підйомом зусиль на короткій ділянці шляху (зоні пружної деформації). Потім різання йде при майже незмінному зусиллі (зона пластичної деформації), тобто в цій фазі різання протікає при $P = \text{const}$, так як граничне напруження ґрунту вже подолане силовим полем ріжучої крайки клина. Різання ґрунту супроводжується ущільненням ґрунту з утворенням лінії ковзання попереду і по гранях леза.

При розрахунку опору руйнуванню ґрунту В.П. Горячкін використовував теорію Кулона-Мора, яка ґрунтується на моделі суцільного середовища з ізотропними характеристиками. Це ідеалізована модель ґрунту, яка широко використовується в механіці ґрунтів, так як значно спрощує математичний опис законів руху деформованого ґрунту і дозволяє розглядати напругу і деформацію нескінченно малих об'ємів, переходячи від них до напружено-деформованого стану всього пласта. Необхідно відзначити, що закономірності деформування ґрунтів, що засновані на моделі суцільних середовищ мають феноменологічний характер, тому їх правильність повинна підтверджуватися експериментами в натурних умовах.

А.М. Зеленін уточнив метод розрахунку опору різання ґрунтів, що заснований на теорії Кулона-Мора. Він вважав, що основним недоліком цього методу є те, що всі зусилля нібито витрачаються на сколювання або зсув робочою гранню клина. Тому розрахункові значення зусилля виявляються значно меншими ніж експериментальні [3]. На його думку, зусилля на сколювання або зсув становлять лише 16...36% від загального опору різання. При цьому велика частка зусиль витрачається на вдавнення в ґрунт ріжучої крайки леза робочого органу, товщина якого, як правило, 1,5 мм і більше при зношуванні в експлуатації.

Таким чином, зусилля різання складається з двох основних компонентів: зусилля для сколювання (зсуву) ґрунту робочою гранню клина, і зусилля, що витрачається на подолання опору ґрунту вдавненням ріжучої крайки [3]:

$$P = K_4 l h \frac{\cos \rho \sin(\alpha + 2\varphi)}{\cos \varphi \cos^2\left(\frac{\alpha + \varphi + \rho}{2}\right)} + s' l K_5.$$

Дана закономірність дозволяє на основі теорії Кулона-Мора враховувати опір від тертя задньої грані клина о ґрунт та опір ґрунту вдавненням ріжучої крайки з урахуванням його затуплення.

Слід зазначити, що теоретичні закономірності встановлені А.М. Зеленіним були підтверджені експериментальними дослідями, для ріжучих елементів профілів встановлених горизонтально, розбіжність склала 16%.

Відповідно процес різання матеріалу може здійснюватись при русі клина перпендикулярно до довжини леза або під деяким кутом γ [4]. В першому випадку напрямок швидкості v руху клина і нормалі N до леза співпадають (різання рубленням), а в другому вони розташовані під кутом γ один до одного. Якщо кут γ не перевищує кут тертя φ леза о матеріал, що розрізається – різання виконується за участю тангенціальної сили N_t і тангенціального переміщення s_t , але без ковзання (похиле різання). Якщо кут γ є більшим кута тертя φ – різання виконується за участю тангенціальної сили N_t із ковзанням (різання ковзання). Встановлено, що при похилому і ковзкому різанні відмічається трансформовування кута загострення леза β (рис. 2). При цьому коефіцієнт трансформації k вказує, на яку долю вихідного кута зменшився кут загострення від його трансформовування, що дозволяє визначити величину робочого кута леза.

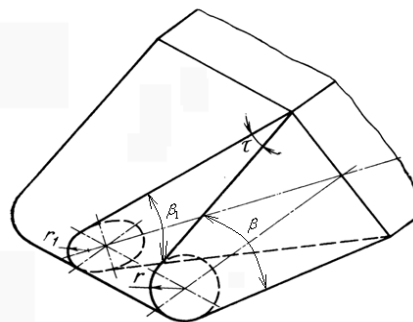


Рис. 2. Схема до визначення кінематичної трансформації леза

Значення кута β для коефіцієнта k трансформації можна виразити наступним чином: для леза з великим вихідним кутом β коефіцієнт трансформації змінюється в залежності від кута τ інтенсивніше, ніж для леза з малим вихідним кутом. Це має велике прикладне значення, а саме: якщо, виходячи із умов міцності леза, необхідно прийняти більшу величину кута загострення β , а за умови різання немає можливості цього зробити, то із збільшенням вихідного кута β загострення необхідно збільшити кут нахилу γ або кут ковзання τ леза.

Зниження опору різання матеріалу при різанні із ковзанням пояснюється ще й тим, що при такому русі лезо діє на елементи матеріалу мікронерівностями, руйнує матеріал не стисненням елементів матеріалу, а розтягненням. Більшість матеріалів оказує менший тимчасовий опір на розтягнення і здвиг, ніж на стиснення, зминання. Разом з тим дослідженнями [4] встановлено, що пиляюча дія крайки леза у випадку різання з малою величиною коефіцієнта ковзання ε має менше

відносно значення, ніж у випадку різання з $\varepsilon = 2...20$, це є одною із особливостей процесу різання з великим значенням ε .

Таким чином, найбільш складним видом взаємодії ріжучої крайки робочого органу з ґрунтом є різання з ковзанням, у якому для зниження нормального зусилля дієву роль відіграє: кінематична трансформація кута загострення та гостроти крайки леза, перенос частини сили тертя з нормального на тангенціальний напрямок, пиляюча дія крайки леза, зміна форми ущільненого ядра попереду ріжучої крайки леза, яка в свою чергу залежить від кута загострення леза.

Виходячи з вище наведеного подальші дослідження слід виконувати в напрямку подальшого удосконалення методу розрахунку опору різання ґрунтів, заснованого на теорії Кулона-Мора з врахуванням виду різання.

Список літератури

1. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
2. Зеленин Н.А. Основы разрушения грунтов механическими способами. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
3. Зеленин Н.А. Лабораторный практикум по резанию грунтов. – М.: Высшая школа, 1969. – 310 с.
4. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратом. – М.: Машиностроение, 1978. – 311 с.

74. О.И. Мисуню, к.т.н., доцент, А.В. Клещик, УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»

ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКАЯ НАВЕСКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

Основные параметры, характеризующие режимы работы почвообрабатывающих агрегатов, являются неэлектрическими величинами. Поэтому при проведении экспериментальных исследований для энергетической оценки сельскохозяйственных машин для обработки почвы широко применяется электротензометрический способ измерения силовых показателей, который основан на использовании следующих устройств:

- тензорезисторов, непосредственно преобразующих деформацию, в электрический сигнал;
- усилителя, применяемого для усиления слабого сигнала тензорезисторов;
- регистрирующего устройства для записи в установленном масштабе измеряемой величины.

К числу основных силовых показателей почвообрабатывающих машин, характеризующих их работу, относится тяговое сопротивление. Динамометрирование прицепных орудий осуществляется с помощью тензометрического кольца и не представляет больших трудностей. Значительно сложнее производить измерение тягового сопротивления навесных орудий, агрегатируемых с трактором по трехточечной схеме. В настоящее время для этих целей разработано ряд приспособлений и устройств: динамометрические навесные системы, динамометрические тяги, тензометрические рамки и другие.

Для измерения тягового сопротивления почвообрабатывающей машины разработана тензометрическая навеска (рис. 1), посредством которой происходит соединений рабочей машины с трактором.

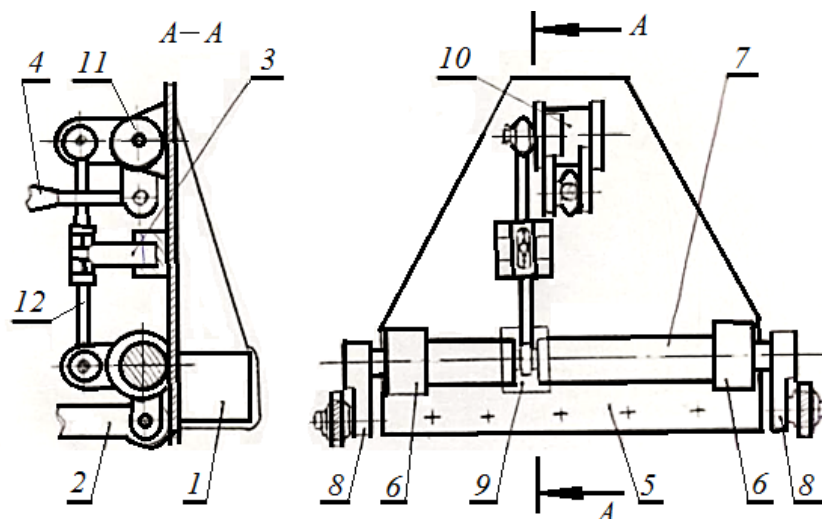


Рис. 1. Тензометрическая навеска

Тензометрическая навеска, закрепляемая на передней поперечной балке 1 орудия, состоит из основания (плиты) 5, на котором закреплены две подшипниковые опоры 6. В опорах установлен вал 7 с боковыми 8 и центральным 9 кривошипами. На основании также закреплена опора 10 верхней тяги с кривошипом 11.

Усилие, передаваемое от почвообрабатывающей машины на трактор через нижние тяги 2, а также через верхнюю центральную тягу 4 навесной системы посредством соответствующих кривошипов и вертикальной тяги 12 передается на тензометрическое звено – балку равного сопротивления 3. Таким образом, усилия в трех тягах навесной системы трактора суммируются в одно результирующее, равное тяговому сопротивлению орудия.

Для измерения деформации балки равного сопротивления, пропорциональной приложенному равнодействующему усилию, на нее верхней и нижней гранях наклеены по два тензорезистора ПКБ-20-100 (рис. 2). Датчики соединяются в полный мост по 6-проводной схеме, обеспечивающей компенсацию сопротивления кабеля, разъема и ключей, термокомпенсацию (рис. 3).

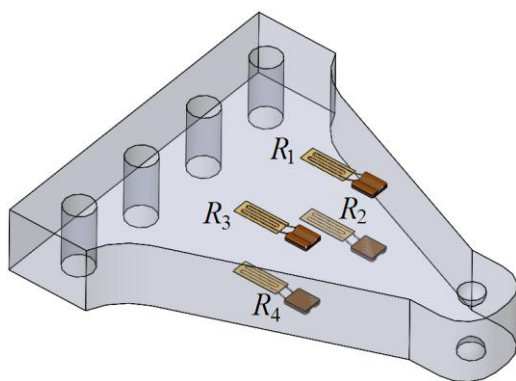


Рис. 2. Балка равного сопротивления

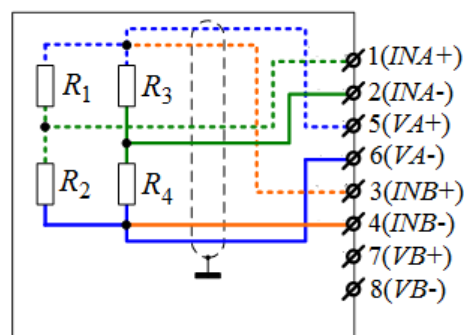


Рис. 3. Схема соединения тензодатчиков

Тензодатчики, соединенные по схеме (рис. 3) посредством кабеля и USB-разъема подключаются к тензометрической станции TS32L1-02, предназначенная для измерения деформаций в элементах строительных конструкций и деталях машин. Конструктивно станция состоит из электронного блока и сетевого адаптера, установлены в одном корпусе с размерами 200x180x70 мм, который монтируется на тензометрической навеске посредством кронштейна. Принцип действия станции основан на измерении напряжения на плечах разбалансированного резисторного моста по отношению к напряжению питания моста. Напряжение на плечах моста измеряется с помощью прецизионного 24-разрядного АЦП со встроенным драйвером и усилителем с программируемым усилением. Питание моста обеспечивается с помощью стабилизатора напряжения постоянного тока. опорное напряжение АЦП всегда обеспечивается равным питающему напряжению, по отношению к которому производятся измерения. Коммутация входов АЦП, входов опорного напряжения АЦП, выхода стабилизатора и внутренних резисторов на разъемы станции осуществляется с помощью управляемых аналоговых ключей. Управление АЦП и ключами осуществляется с помощью 32-разрядного микроконтроллера, который принимает

команды и передает результаты измерения терминалу (персональному компьютеру, установленному в кабине трактора) через модуль беспроводного соединения по протоколу Bluetooth 2.0.

Программное обеспечение тензометрической станции TS32L1-02 версии 1.03 предназначено для работы на персональном компьютере (ПК) с операционной системой MS Windows 2000/XP/7 и предоставляет следующие возможности:

- настройку измерительных каналов станции для проведения измерений с помощью подключенных к станции тензорезисторов и/или других датчиков;
- проведение измерений;
- отображения результатов измерений в виде таблицы и диаграммы;
- сохранение настроек и результатов измерений в файлах ПК.

Таким образом, рассмотренные методы и средства измерения тягового сопротивления почвообрабатывающей машины, навешенной на трактор по трехточечной схеме, при проведении экспериментальных исследований дают возможность быстро и точно фиксировать измеряемую силу, видеть ее изменение в реальном времени и сохранять в файле на компьютере.

75. О.И. Мисуно, к.т.н, доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет

СХЕМА ПОСТРОЕНИЯ МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ С ОБОРОТНЫМ ПЛУГОМ

Основная обработка почвы как в нашей стране так и за рубежом в большинстве случаев выполняется лемешно-отвальными плугами, которые в своём развитии прошли длительный путь и достигли определённого совершенства. При этом технологический процесс вспашки выполняется, в подавляющем большинстве случаев, только за счёт мощности передаваемой на рабочую машину через прицепное устройство трактора. Сейчас выпускаются плуги, включающие до двенадцати унифицированных корпусов, применяемые как для вспашки почв средних по механическому составу, так и почв с большим удельным сопротивлением и засорённых камнями.

Наиболее распространённым энергетическим средством в растениеводстве является трактор. С техническим прогрессом в тракторостроении неразрывно связаны разработка, создание и совершенствование сельскохозяйственных машин и агрегатов, вообще, и машин для основной обработки, в частности. Тракторостроение характеризуется в настоящее время ростом единичной мощности двигателей выпускаемых тракторов, т.е. происходит переход от тяговой к тягово-энергетической концепции развития. Сосредоточение больших мощностей в одном агрегате является объективным результатом научно-технического прогресса приводящего к сокращению численности работников, занятых в сельскохозяйственном производстве. При энергонасыщении трактора повышение производительности происходит вследствие возрастания рабочей скорости. Однако с повышением скорости сельскохозяйственных агрегатов появляются свои недостатки, которые не позволяют рационально использовать возрастающие мощности тракторов:

- возрастает тяговое сопротивление орудия;
- уменьшается коэффициент использования рабочего времени смены;
- увеличивается мощность, затрачиваемая на самопередвижение трактора, что приводит к уменьшению крюковой мощности и к снижению КПД ходовой системы трактора;
- возрастают нагрузки на детали сельскохозяйственных машин и тракторов, ухудшаются условия труда механизаторов и обслуживающего персонала;
- увеличиваются динамические нагрузки на узлы и детали сельхозмашин и тракторов, что в свою очередь увеличивает стоимость машины из-за возрастания металлоёмкости или применения высококачественных материалов.

Исследования производительности энергонасыщенных тракторов при работе с почвообрабатывающими орудиями, показывают, что производительность увеличивается только на 50-70% по сравнению с тракторами этого же тягового класса, хотя мощность последних меньше в два раза. При этом наибольший прирост производительности получается при увеличении ширины захвата агрегата. Такое положение объясняют повышением непроизводительных затрат энергии с увеличением скорости движения. Дальнейшее повышение рабочих скоростей сдерживается отсутствием машин для основной обработки почвы, обладающих значительно меньшей, чем

существующие лемешно-отвальные плуги, интенсивностью роста удельного сопротивления при увеличении скорости движения. То есть, простое увеличение скорости агрегата не даёт ожидаемого прироста производительности при агрегатировании их с тяговыми орудиями. Интенсивность действия лимитирующих факторов в процессе развития мобильной сельскохозяйственной техники непрерывно растёт, что приводит к снижению степени прироста производительности труда машин.

Анализ исследований по использованию энергонасыщенных тракторов с существующими конструкциями лемешно-отвальных плугов на основной обработке почвы показывает:

1. Эффективно реализовать всю мощность двигателя трактора на пахоте не представляется возможным из-за чрезмерного буксования движителей, обусловленного большой величиной тягового сопротивления почвообрабатывающего орудия.

2. Рост производительности пахотных агрегатов отстает от темпов роста энергонасыщенности тракторов вследствие того, что с повышением мощности значение максимального тягового КПД трактора смещается в сторону увеличения рабочих скоростей движения. А последнее, как известно, влечет за собой рост тягового сопротивления плуга.

3. Дальнейшее развитие мобильной сельскохозяйственной техники на той же энергетической базе и на тех же технологических принципах еще способно увеличить производительность, но ценой все больших и больших затрат.

Рост энергонасыщенности тракторов требует разработки новых схем построения пахотных агрегатов. Тягово-энергетическая концепция трактора требует своей системы агрегатирования, чтобы эффективно использовать мощность двигателя в технологическом процессе. Рациональным направлением повышения производительности пахотных агрегатов является построение их по модульной схеме на основе мобильных энергетических средств (МЭС). В состав МЭС входят: энергетический модуль (энергонасыщенный пропашной трактор) и технологический модуль (еще один, фактически третий ведущий мост, соединенный непосредственно с трактором) оборудованный навесной системой для агрегатирования с плугом. Привод технологический модуль (ТМ) получает от двигателя трактора. Масса ТМ используется для создания дополнительной силы тяги трактора. При таком построении отсутствует необходимость соответствия между массой и мощностью двигателя энергетического модуля (ЭМ), свойственное тяговой концепции. Подобная схема построения пахотного агрегата реализована с МЭС-200 (ЭМ – трактор МТЗ-142 тягового класса 2 с двигателем мощностью 142 кВт) [1], МЭС-300 (ЭМ – трактор Т-150К тягового класса 3 с двигателем мощностью 162 кВт) [2]. При модульной схеме построения агрегата значительно повышается тяговая мощность. МЭС-200 эффективно работает с плугами предназначенными для тракторов класса 3, МЭС-300 – класса 5. На пахоте МЭС обеспечивает повышение производительности на 40–60 % по сравнению с базовыми тракторами, снижается также удельный расход топлива. Повышение эффективности работы на пахоте обеспечивается увеличением сцепного веса МЭС за счет добавления веса ТМ примерно на 40–50 %.

По результатам совместной работы ЧАО «АвтоКрАЗ» и НПП «ИМЭСХ» было создано мобильное энергетическое средство МЭС-330 «Автотрактор» на базе автомобильного шасси повышенной проходимости КрАЗ-6322 массой 11700 кг, мощностью двигателя 243 кВт (330 л.с.), колесной формулой 6х6 [3]. В задней части шасси установлено навесное устройство типа НУ-3 для агрегатирования навесных и прицепных сельскохозяйственных машин. При работе МЭС-330 с плугом Нектор-1000 обеспечиваются хорошие эксплуатационные и энергетические показатели.

Перспективное направление для использования высокоэнергонасыщенных тракторов «Беларус» открывает модульная схема построения пахотного агрегата, включающая энергетический модуль 1 (источник энергии, в качестве которого используется трактор «Беларус» класса 5) и технологический модуль 2, получающий привод от энергетического модуля. Между модулями навешивается оборотный плуг 3 (рис. 1). В настоящее время в сельском хозяйстве для выполнения основной обработки почвы используются оборотные плуги с шириной захвата от 2,4 м до 5 м и массой от 2 т до 7 т. Обычно они имеют опорную тележку. Если обеспечить привод (гидравлический или электрический) колесам опорной тележки плуга, то она может использоваться в качестве технологического модуля. При таком схеме построения мобильного энергетического средства для агрегатирования с оборотным плугом отпадает необходимость соответствия между массой энергетического модуля и мощностью его двигателя, так как тяговое усилие создается массой всего агрегата, включая массу рабочей машины и технологического модуля. На

технологическом модуле может навешиваться не только основная секция плуга, но и дополнительная, а также различные технологические емкости, что дополнительно увеличит сцепной вес агрегата.

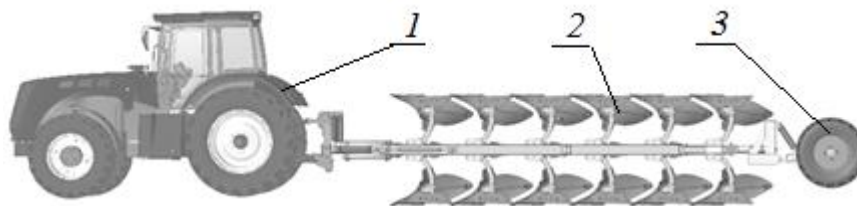


Рис 1. Общий вид мобильного энергетического средства на базе трактора «Беларус» для агрегатирования с оборотным плугом

Таким образом, схема построения МЭС для агрегатирования с оборотным плугом, когда последний навешивается между модулями, позволяет теоретически максимально увеличивать массу технологического модуля, массу рабочей машины (ширину захвата), максимально снижать массу энергетической части при повышении мощности, уменьшить длину агрегата и повысить его маневренность.

Литература

1. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / Г. М. Кутьков, Е. В. Габай, В. И. Калиновский, И. И. Кандрусев, В. Д. Черепухин, В. Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990, № 3. С 21–23.
2. Модульное энерготехнологическое средство МЭС-300 кл. 3–5 / Г. М. Кутьков, А. В. Рославцев, В. Г. Иваницкий, В. Т. Надыкто, В. Д. Черепухин, В. А. Хаустов, С. Л. Абдула, Е. Э. Гурковский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998, № 2. С 16–20.
3. Экспериментальные исследования мобильного энергетического средства МЭС-330 «Автотрактор» на пахоте / В. В. Адамчук, С. П. Погорелый, Р. Е. Черняк, С. В. Дунь // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межведомственный тематический сборник, выпуск 51. – Минск : Беларуская навука, 2018. – С. 25-28.

76. Д.Ф. Кольга, к.т.н., доцент, С.А. Костюкевич, к.с.-х.н., доцент, В.В. Захаров, А.Д. Руденко, студент, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПРОМЫВКА ДОИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДИН ИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА КАЧЕСТВО МОЛОКА

Доильно-молочное оборудование является основным источником бактериального загрязнения молока. Поэтому качество получаемого молока и содержание в нем микроорганизмов находится в прямой зависимости от санитарного состояния оборудования для доения коров.

Бактериальная обсемененность – это количество микроорганизмов в 1 $см^3$ молока. Согласно требованиям государственного стандарта Республики Беларусь СТБ 1598-2006 «Молоко коровье», при закупках, бактериальная обсемененность составляет:

- экстра – 100 тыс./ $см^3$
- высший – до 300 тыс./ $см^3$
- первый – до 500 тыс./ $см^3$

То есть максимум микробных клеток в молоке – 500 тыс./ $см^3$, если будет больше, молоко на переработку не допускается.

Сортность молока в Беларуси на сегодняшний день распределена следующим образом: 38,3% – «экстра», 48,9% – высший сорт, 11,8% – первый, 1% – второй сорт.

Бактериальная обсемененность молока может увеличиваться на 19% при его охлаждении и на 45% – при доении и транспортировании [1]

Наиболее распространенными источниками бактериальной обсемененности молока в доильной установке, при несоблюдении технологии промывки оборудования приведены в таблице 1.

Таблица 1- Источники бактериальной обсемененности молока.

Наименование	Количество бактерий от общего числа, %
--------------	--

Неисправность оборудования	42
Низкая температура воды	18
Плохое качество воды	15
Неправильная дозировка моющего средства	13
Неудовлетворительная гигиена	7
Прочие причины	5

При образовании загрязнений на поверхности молочного оборудования в период доения коров особенно важную роль играют микроструктурные изменения молока, возникающие в результате воздействия на него разных механических и физических факторов.

Совместное движение молока и разряженного воздушного потока в молокопроводе при доении приводит к образованию воздушно-молочной эмульсии и обуславливает возникновение сильно развитой поверхности разделения фаз: плазма-жировые шарики и плазма-воздух, что, в свою очередь, вызывает перераспределение концентрации белково-липидной оболочки в пограничных слоях контактирующих фаз. При столкновении частиц часть поверхностно-активной оболочки в результате механических факторов и перепада вакуума разрушается и переходит с жировых шариков на поверхность воздушного пузырька.

При этом жировые шарики, освобождаясь от части защитного слоя, становятся гидрофобными и притягиваются поверхностью оборудования и охлажденными стенками молокопровода за счет межмолекулярного притяжения, обусловленного силами Ван-дер-Ваальса. Так происходит возникновение центров адгезии и кристаллизации на поверхности оборудования, приводящее к последующему росту липидопротеиновых и гелеобразных отложений. Соли кальция, входящие в состав молока и промывочных жидкостей, создают армирующий скелет высокой прочности, и закрепляют загрязнения на поверхности оборудования, образуя твердые отложения в виде «молочного камня»[2]

Технологический процесс промывки молокопровода в основном определяется совокупностью следующих показателей:

- скорость движения жидкости;
- концентрация моющее-дезинфицирующих средств;
- состав моющее-дезинфицирующих средств;
- температура раствора;
- количество воды;
- продолжительность цикла промывки.

Санитарно-техническая обработка молочных путей автоматизированных доильных установок как отечественного, так и зарубежного производства производится через доильные аппараты, доильные стаканы, которых, установлены на промывочных площадках в четыре этапа: предварительная промывка, основная промывка щелочным раствором, санитарная обработка кислотным раствором и ополаскивание, процессами которых управляет блок управления автомата промывки.

Первая стадия - ополаскивание водой внутренних поверхностей оборудования (молочных трубопроводов, доильных аппаратов.) после окончания дойки длится до 5-7 минут. Для ополаскивания используется вода, подогретая до температуры 30-35°C. При более высокой температуре промывочной воды (65°C) альбумины и некоторые соли молока выпадают в осадок и прочно прилипают к поверхности. Более низкая температура промывочной воды содействует переходу жира в твердое состояние, увеличению вязкости молока и затруднению смыва его остатков.

Вторая основная стадия - циркуляционная промывка молочных путей горячими моющими хлорсодержащими растворами длится свыше 8 минут с целью удаления белковых и жировых загрязнений. Горячая вода температурой до 80°C быстрее смывает остатки химических веществ, убивает большинство бактерий, не образуя спор.

Третья стадия - промывка дезинфицирующими растворами с целью уничтожения микробов, находящихся в молочном камне и его порах. Их высокая химическая активность способствует ускоренному связыванию различных загрязнений и органических веществ. Кроме того, они энергично соединяют соли молока, очищая оборудование от молочного камня. Реагируя с

неорганическими и органическими нерастворимыми солями молочного камня (или пригара), они действуют на соли, удаляемые водой. Аналогичным образом кислоты действуют и на соли жесткости воды, также переводя их в растворимое состояние. Однако после промывки часть раствора может остаться на поверхности оборудования.

Для полного удаления моющего и дезинфицирующего раствора предназначена четвертая стадия - ополаскивание теплой водой температурой +25°C.

Широкую популярность сейчас получили комплексные моюще-дезинфицирующие средства : порошки типа А, Б и В, кальцинированная сода, гипохлорит натрия, дезмол, сульфохлоратин, ДПМ-2 и др. [3].

Моюще-дезинфицирующие средства имеют ряд преимуществ по сравнению с предыдущими. Они обладают высокими моющими и дезинфицирующими свойствами, а в присутствии органических веществ и солей жесткости воды не разрушают материал, из которого изготовлено доильное оборудование, не оказывают вредного воздействия на кожу.

При режиме промывки в молокопроводе доильной установки для усиления моющего эффекта сейчас используется так называемый «пробковый» режим движения газожидкостной смеси, создаваемый воздушным инжектором, который с определенной периодичностью подает некоторый постоянный объем воздуха (пробку), которая способствует увеличению скорости движения моющего раствора $V_m \approx 5 \text{ м/с}$, что переводит ламинарный режим в турбулентный.

Циркуляционная промывка молокопроводов должна продолжаться 15–30 минут в зависимости от времени года для качественного удаления всех белковых и жировых отложений [4].

Из всего выше сказанного можно сделать вывод, что в первую очередь главную роль в факторе влияющем на качество молока при машинном доении является:

- состояние и настройка работы системы промывки доильного оборудования;
- исполнение оператором машинного доения всех операций по подготовке вымени животного к доению.
- использование новых технических решений в области сохранения качества продукции животноводства.

Литература

1. Карпеня М.М., Карпеня А.М., Подрез В.Н. Содержание соматических клеток и бактериальная обсемененность молока коров при различных условиях его получения и первичной обработки/ М.М.Карпеня и др. // Ученые записки УО ВГАВМ.- 2017.- т.53, вып. 1.- С. 216-219
2. Дегтярев, Г.П. Образование загрязнений на молочном оборудовании средства для их удаления / Г.П. Дегтярев // Техника и оборудование для села.– 2009.- №5.– С.14–16
3. Матвеев В.Ю. Анализ основных требований к режимам промывки молокопроводов доильных установок/В.Ю.Матвеев//Вестник ГБОУ ВО НГИЭУ.-2013.- №7.-С.63-68
4. Кирсанов В.В. Теоретическое обоснование интенсификации режимов промывки молокопроводов доильных установок / В.В. Кирсанов, В.Ю. Матвеев// Вестник ВНИИМЖ.- 2011.-№2.- С.62-69
5. Костюкевич С.А., Кольга Д.Ф., Захаров В.В. Модернизированная технология промывки оборудования для доения коров// Сельское хозяйство - проблемы и перспективы:Сб. научных трудов.- Гродно: Гродненский государственный аграрный университет.-2017.- Том 37.-С. 128-134

77. В.В. Захаров, Д.А. Тагаев, студент, Белорусский государственный аграрный технический университет

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПУЛЬСАТОР ПОПАРНОГО ДОЕНИЯ КОРОВ ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ДОИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Развитие фермерских хозяйств в Республике Беларусь - важный фактор в повышении эффективности сельскохозяйственного производства нашей страны. Одним из сдерживающих факторов увеличения поголовья в индивидуальных хозяйствах и частных подворьях является отсутствие у частников средств механизации доения коров. Эта операция, как правило, выполняется вручную. [1]

В результате стремления облегчить процесс доения коров в условиях частных подворий и малых фермерских хозяйств отечественной промышленностью освоен выпуск ряда доильных установок индивидуального доения коров.

Общая компоновочная схема агрегата индивидуального доения коров УИД-1(рисунок 1) включает доильный аппарат с доильным ведром, транспортную тележку и вакуумную аппаратуру, состоящую из вакуумного насоса, регулятора вакуумметрического давления и прибора контроля, пускозащитное устройство. Агрегат индивидуального доения коров АИД-1 производства “Гомельагрокомплект”, комплектуется как двухтактным доильным аппаратом УИД-07А.000 одновременного доения всех четвертей вымени с частотой тактов пульсатора 60 ± 5 (не регулируемая) и соотношением тактов 2:1 и также двухтактным АДС-25А.00.000 попарного доения четвертей вымени с частотой тактов пульсатора 60 ± 5 (регулируемая). Производительность данной доильной установки 10 коров/час.[2]



Рисунок 1- Передвижная доильная установка индивидуального доения УИД-1

Состоит доильный аппарат из: четырех двухкамерных доильных стаканов, коллектора, пульсатора, доильного ведра и молочно-вакуумных шлангов. Агрегат снабжен вакуумным насосом, вакуумметром и регулятором вакуумметрического давления, установленными на шасси одноосной тележки (рисунок 1). Коллектор состоит из распределительной и молокоприемной камер. Работа доильного агрегата основана на принципе отсоса молока доильным аппаратом из цистерны соска коровы под воздействием перепада давлений за счет разрежения, создаваемого в системе трубопроводов и доильном ведре ротационным вакуумным насосом. Заданная величина вакуумметрического давления доения, контролируемая вакуумметром, устанавливается регулятором вакуума. Аналогичную конструкцию имеют агрегаты АИД - 2, АДП - Ф - 2, УДИ - 2, АДП - 1 и др.

В состав отечественных доильного аппарата АДС-25.00.000, входит механический пульсатор попарного доения L80 производства INTERPULS республика Италия.

Пульсатор L80 является регулируемым. Используя поставляемый ключ, поворачивайте регулятор скорости плавно для получения требуемой скорости (частоты пульсации) - по *часовой стрелке*, чтобы *уменьшить* скорость против *часовой стрелки*, чтобы *увеличить* скорость (рисунок 2). В пневматических пульсаторах L80,L02 предусмотрена регулировка частоты пульсаций и возможность изменения длительности тактов сосания и сжатия.

В комплект поставки входят сменные пластины для изменения соотношения такта доения и отдыха (50/50, 60/40, 65/35, 70/30), которые заменяются только перед началом доения животного, чем является недостатком данного пульсатора.

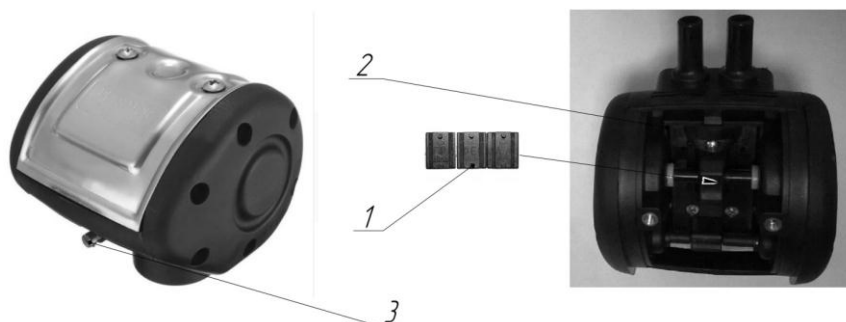


Рисунок 2 - Пульсатор L80

1-Сменные пластины, 2- фильтр,3-регулировочный винт частоты тактов

Обзор исследований пульсаторов позволил заключить, что для безопасного доения частота пульсаций может принимать значения от 0,75 до 2,2 Гц, соотношение тактов – от 1:1 до 4:1, глубина вакуума под соском – от 25 до 90 кПа.[3]

Для устранения недостатка нами была предложена конструкция пульсатора L80 с регулировкой соотношения тактов по времени сосание-сжатие от 50:50 до 100:0 с градуировкой 5% во время доения животного по средством установки регулировочного полого винта с проходным сечением круглого отверстия диаметром 2 мм (рисунок 3).

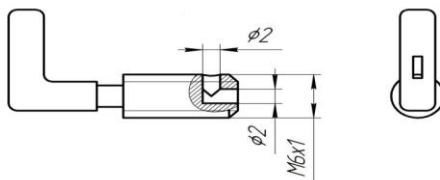


Рисунок 3- Регулировочный полый винт

В зависимости от поворота ручки винта против часовой стрелки отверстие находящееся в корпусе пульсатора на винте будет выходить из корпуса открывая забор воздуха со стороны крышки пульсатора выгибая тем самым малую мембрану 7 вправо вместе с малым золотником 4 (рисунок 4).

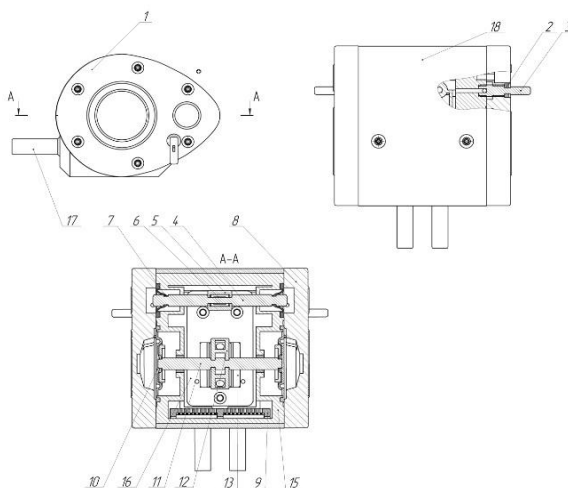


Рисунок 4- Модернизированный пульсатор L80

1-торцева левая крышка, 2- резиновая манжета, 3- регулировочный полый винт, 4- малый золотник, 5-блок ползуна, 6-ползун, 7-малая мембрана, 8-торцевая правая крышка, 9-фильтр, 10- основная мембрана, 11- большой золотник, 12-блок сменной пластины, 13-сменная пластина, 15-корпус пульсатора, 16- пластина, 17- распределитель, 18- верхняя крышка

Данная модернизация позволит сократить время доения животного на 20% - с 5 минут до 4 минут. В комплексе это позволит увеличить производительность доильной установки и сократить общее время доения всего стада.

Литература

1. Дашков В.Н., Антошук С.А., Захаров В.В. К вопросу совершенствования передвижных доильных установок.//Материалы XVI Международного симпозиума по машинному доению сельскохозяйственных животных (Минск-Гомель 27-29 июня 2012г.).-Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации с/х.,2012 г. С. 136-142.
2. Аппарат доильный попарного действия : Паспорт.- Гомель: Гомельагрокомплект, 2009.- С.12
3. Винников И.К., Забродина О.Б., Бахчевников О.Н., Литвинов В.Н. Вакуумные управляемые пульсаторы, доильные автоматы и системы: монография / И.К. Винников [и др.]. – зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВПО ДГАУ, 2015. – 188 с.
4. Вагин Ю.Т. Техническое обеспечение производства молока. Современное оборудование для доения: практическое пособие / Ю.Т. Вагин [и др.].-Минск: Эволайн,2012.-208с.

78. В.Н. Дашков, д.т.н, профессор, «Республиканское научно-производственное унитарное предприятие «Институт энергетики НАН Беларуси, С.А. Антошук, к.т.н., доцент, «Белорусская Машиноиспытательная станция», В.В. Захаров, Белорусский государственный аграрный технический университет

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПЕРЕДВЕЖНЫХ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

По состоянию на 01.01.2018 года Республика Беларусь произвела 7322 тыс. тонн молока.

Взросшая молокоотдача от одной коровы уже приблизилась к рубежу в 5000 килограмм за год. Из всех областей республики в пяти районах достигли среднего уровня в 7000 килограмм молока за лактацию, что свидетельствует о повышении молочной продуктивности дойного стада Республики Беларусь [1].

В настоящее время в республике производство молока осуществляют 1582 сельскохозяйственные и иные организации (их филиалы). На 1 января 2019 года в хозяйствах всех категорий численность крупного рогатого скота составила 4,341 млн. голов, в том числе коров - 1,426 млн. По производству молока на душу населения республика занимает первое место среди государств СНГ и 4 место среди стран Европы.

В Республике Беларусь проектами молочных ферм, как правило, предусматриваются стойлово-пастбищная система содержания коров летом и стойлово-выгульная зимой. В значительной степени применяется также стойлово-лагерная система содержания животных, которая, естественно, требует дополнительных капиталовложений на строительство и оборудование летнего лагеря, содержание его в надлежащем состоянии и охрану в зимний период. Однако различные исследования свидетельствуют о том, что в ряде случаев, прежде всего там, где пастбища удалены от ферм более, чем на 3 км, стойлово-лагерная система экономически оправдана.

Пастбища – значительный резерв снижения себестоимости молока. Растущие травы в 2-3 раза дешевле любого другого корма. При урожайности 90-120 ц/га зеленой массы ее себестоимость составляет 1,2-1,6 руб./ц.

Учитывая, что только естественные луга занимают более 1/3 площади сельскохозяйственных угодий нашей страны, а стадо может находиться на нем более 5-ти месяцев в год, пастбищная система содержания животных все больше применяется в Республике.

В таблице 1 показана структура применения основных технологий производства молока на животноводческих фермах Республики Беларусь

Таблица 1 - Удельный вес применения основных технологий производства молока на животноводческих фермах

Технология производства молока	Поголовье, тыс. голов	%
Привязное содержание коров	884,12	62
В том числе доение:		
в ведра	353,7	40
в молокопровод	530,42	22
Беспривязное содержание коров	484,84	34
Комбинированное содержание коров	131	4
Итого	6505	100

Применяется несколько технологий доения коров в пастбищный период:

- доение в стойловых помещениях при наличии прифермских пастбищ;
- доение на передвижных доильных установках при круглосуточном содержании скота на пастбище (наиболее распространена).

При пастбищной системе содержания животных одним из наиболее энергоемких процессов является доение 53,4% от общих энергозатрат [2].

Техническая характеристика отечественных передвижных доильных установок приведена в таблице 2.

Таблица 2 Характеристика отечественных передвижных установок для доения коров в условиях пастбищ

Показатели	ПДУ-8 (в переносные ведра)	ПДУ-8М (в молоко-провод)	УДЛЛ-8	УДЛ-Ф-12	УДС-ЗБ	УДПМ-8С	МДУ-12
Тип	передвижная	передвижная	передвижная	передвижная	передвижная	передвижная	передвижная
Количество дояров	4	4	4	4	2-4	4	1
Количество обслуживаемых коров	100	100	8	200	200	8	100-200
Производительность установки, коров/ч	60	80	80	100	50-60	80	70
Максимальное количество одновременно доящихся коров	8	8	8	12	8	8	12
Количество доильных аппаратов	8	8	8	12	8	8	12
Установленная мощность, кВт, не более	4	4	4	18,8	5,5	2,7-5,4	5
Рабочее вакуумметрическое давление, кПа	48	48	48	47	48	48	48
Производительность вакуумной станции, м ³ /ч, не менее	60	60	70	55	50	70-140	120

Приведенные в таблице 1 доильные установки отличаются простотой конструкции, но имеют ряд недостатков: большую трудоемкость доения (в доильные ведра), индивидуальное обслуживание каждого животного, условия доения не отличаются комфортностью (операторы вместе с животными находятся на одной территории), запорные устройства вакуум-провода – вентильного типа, производительность почти всех установок – 80 коров/ч что не совсем достаточно.

Кроме того, правилами машинного доения установлено, что на молочных фермах доильные установки, используемые в доильном зале, родильном отделении, а также на пастбищах должны оборудоваться доильными аппаратами одной и той же марки.

Повышению эффективности функционирования доильных установок посвящены работы отечественных и зарубежных ученых: Аверкиева А.А., Винникова Й.К., Дриго В.А., Зеленцова А.И., Карташова Л.П., Кирсанова В.В., Королева В.А., Кормановского Л.П., Огородникова П.И., Рейнеманна Д., Соловьева С.А., Ужика В.Ф., Цоя Ю.А. и др.

На основе этих работ можно сформулировать следующие требования к доильным установкам: они должны быть хорошо адаптированы к биологическим объектам - животному, человеку и биологической жидкости (молоку); иметь высокую производительность при минимальных энергозатратах, заболеваемости и максимальной продуктивности животных [2].

Исходя из этого, развитие передвижных доильных установок должно осуществляться по следующим направлениям:

- усовершенствование режимов доения на основе обратной связи с животными, повышение уровня автоматизации за счет применения новых структурно-технологических схем доильных установок;
- совершенствование процессов контроля молочной продуктивности животных с использованием технических средств ранней диагностики мастита;
- совершенствование процессов циркуляционной промывки и дезинфекции оборудования;
- обеспечение стабильного вакуумного режима благодаря применению рациональных молокопроводных и вакуумных систем.

Литература

1. Национальный статистический комитет Республики Беларусь [Электронный ресурс] Минск 1998-2018 URL:<http://www.belstat.gov.by/> (Дата обращения 12.03.2019)
2. Дашков В.Н., Антошук С.А., Захаров В.В. К вопросу совершенствования передвижных доильных установок.//Материалы XVI Международного симпозиума по машинному доению сельскохозяйственных животных (Минск-Гомель 27-29 июня 2012г.).-Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации с/х.,2012 г. С. 136-142.
3. Дашков В.Н., Антошук С.А., Захаров В.В. Обоснование требований к управляемому вакуумному режиму передвижной доильной установки.// Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: Материалы международной научно-технической конференции (Минск 10-11 октября 2012 г.): в 3-х т.- Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации с/х.-2012 г. – Т. 3.- С. 150-155.
4. Дашков В.Н., Антошук С.А., Захаров В.В. Совершенствование передвижных доильных установок как способ сокращения себестоимости получения молока.//Перспективы и тенденции развития конструкции и технического сервису сельскохозяйственных машин и орудий. Материалы IV всеукраинской научно-практической конференции (г.Житомир 27-29 марта 2017 г.).- Житомир: Житомирский Аграрный Колледж, 2017 г. С.190-193
5. Китиков В.О., Антошук С.А., Сорокин Э.П. Результаты исследований и разработки оборудования для автоматизированного доения коров на пастбищах.// Научно -технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: Материалы международной научно-технической конференции (Минск 16-17 октября 2013 г.): в 3-х т.- Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации с/х.-2013 г. – Т. 2.- С. 26-32.

79. В.Н. Дашков, д.т.н, профессор, «Республиканское научно-производственное унитарное предприятие «Институт энергетики НАН Беларуси», С.А. Антошук, к.т.н., доцент, «Белорусская Машиноиспытательная станция», В.В. Захаров, Белорусский государственный аграрный технический университет

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИНЧАТО-РОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Вакуум-насосная станция является одной из главных составляющих любой доильной установки, основанной на принципе выведения молока из вымени коров под действием переменного разрежения. Используемые отечественные вакуумные станции укомплектованы, как правило, водокольцевыми вакуумными насосами СН-60 производства Гомельского мотороремонтного завода или роторно-пластинчатыми насосами типа ДВН-1,НВУ-2,8 производства “Технолит Полоцк” [1].

На производительность пластинчато-роторного вакуумного насоса, в отличие от основных геометрических параметров (размер рабочих элементов) влияют геометрические параметры косвенного действия (форма и расположения отдельных элементов). К первым следует отнести диаметры и длину статора и ротора, величину эксцентриситета и частоту вращения ротора насоса, количество лопаток. А ко вторым относят расположение кромок впускных и выпускных окон в корпусе насоса, а так же само расположение ротора исходя из фаз газораспределения. Как видно из приведенной формулы теоретической производительности насоса[3].

$$V_T = 10 \cdot e \cdot n \cdot L \left[12(\pi D - Sz) - \frac{\pi^3}{z}(D + 4e) \right] \quad (1)$$

где V_T - производительность вакуумного насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$

S - величина эксцентриситета ротора ($e = 0,07D$)

n - число оборотов ротора, об/мин. (1250 об/мин.)

L - длина цилиндра насоса, м.

D - диаметр цилиндра, м.

S - толщина пластины, м

z - число пластин ($z=4$ шт.)

Отношение длины цилиндра насоса к его диаметру :

$$\frac{L}{D} = 0,5 \dots 2,1 \quad (2)$$

Отношение радиуса ротора к радиусу цилиндра

$$\frac{r}{R} = 0,86 \quad (3)$$

где r - радиус ротора, м.

R - радиус цилиндра, м.

$$\text{Или эксцентриситет} \quad e = R - r = 0,14R \quad (4)$$

Отношение ширины пластины S к удвоенному эксцентриситету

$$\frac{S}{2e} = 1,9 \quad (5)$$

В насосах предназначенных для доильных установок, как правило, устанавливается 4 лопатки в пазы ротора из-за не создания ими глубокого вакуума в пределах 1,5 атм. и вращением ротора 1250 об/мин.

Подставляя полученные соотношения в формулу производительности (1) выражение примет вид

$$V_T = 4307,2R^3$$

$$\text{при } \frac{L}{D} = 1,85$$

Из полученных выражений видно, что наибольшая зависимость производительности насоса достигается из-за увеличения радиуса цилиндра насоса. Но не мало важное значение на увеличение производительности оказывает частота вращения ротора, а так же число лопаток с помощью которых увеличивается количество объемов ячеек воздуха переносимого лопатками.

Подставив в полученное выражение радиус цилиндра 0,1 метра разработанного вакуумного насоса НВУ-2,8 сотрудниками НАН РБ по механизации сельского хозяйства совместно с сотрудниками БГАТУ, в составе вакуумной станции СВЭ-1, получим теоретическую производительность $\approx 4,3 \text{ м}^3/\text{мин.}$, что на $0,2 \text{ м}^3/\text{мин.}$ меньше действительной.

Форма и сечение впускных и выпускных окон, а также их размещение на корпусе оказывают существенное влияние на конструктивно-энергетическую характеристику насоса и, в частности, на избыточное давление в насосе, необходимое для выталкивания воздуха в атмосферу. Форму окон часто выбирают из технологических соображений, без учета других факторов. Круглая, овальная, прямоугольная или треугольная форма каналов всасывающего или выхлопного в корпусе насоса влияет на скорость всасывания и выхлопа, но часто с точки зрения технологии изготовления, пренебрегается, ввиду сложности точения такого канала [3]. Наибольшее распространение сечения каналов получило круглое. Площадь проходного сечения впускного окна в вакуумном насосе НВУ-2,8 принята одинаковой по площади сечения двух выпускных окон (рисунок 1). На скорость

выброса воздуха это не влияет но влияет на уменьшение угла выхлопа α ,тем самым увеличивая угол полного сжатия α_n (рисунок 2).

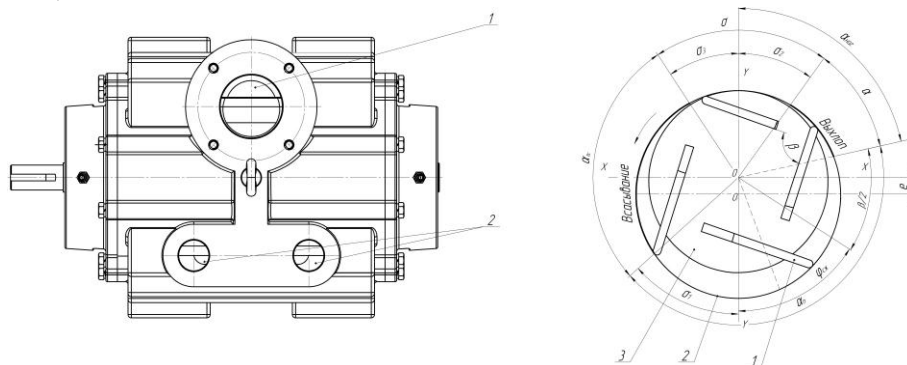


Рисунок 1 Насос пластинчато-роторный НВУ-2,8 Рисунок 2.Схема воздухораспределения в 1-впускное окно,2- выпускные окна насосе НВУ-2,8

1-лопатка, 2- корпус, 3- ротор

Фактические параметры и фазы воздухораспределения вакуумного насоса НВУ-2,8 приведены в таблице 2

Таблица 2. Геометрические параметры и фазы воздухораспределения вакуумного насоса НВУ-2,8

Наименование параметра	Значение параметра фактического
Диаметр корпуса, мм	200
Диаметр ротора, мм	185,5
Эксцентриситет, мм	14,5
Коэффициент подачи λ	0,955
Угол обратного расширения σ_2	27,5°
Угол всасывания $\alpha_{вс}$	97,5°
Полный угол сжатия α_n	150°
Угол между нижней кромкой впускного окна и биссектрисой σ_1	45°
Угол сжатия $\varphi_{сж}$	60°
Угол нагнетания $\alpha_{наг}$	56,8°
Угол выпуска α	50°
Угол сжатия защемленного объема σ_3	32,5°
Угол вредного пространства σ	60°
Угол между двумя соседними пластинами β	90°

Наибольшая зависимость производительности вакуумного насоса от следующих геометрических параметров: радиуса цилиндра насоса, частоты вращения ротора и числа лопаток с помощью которых увеличивается количество объемов ячеек воздуха переносимого лопатками. Угол вредного пространства σ , влияющий на температурный режим насоса, увеличен благодаря уменьшению угла выхлопа.

Литература

1. Антошук С.А., Сорокин Э.П Конструктивные особенности и эксплуатационные показатели вакуумной станции СВЭ / . Антошук С.А // Научно- технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф.: в 3 т. - Минск, НПЦ НАН по механизации с/х 2014. - Т. 3. - С. 77-83.
2. Дашков, В.Н. Технология и оборудование для доения коров/В.Н.Дашков, В.О.Китиков, Э.П.Сорокин. -Минск: Учебно-методический центр Минсельхозпрода,2007.-175с.
3. Мжельский, Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок./ – М.: Машиностроение. 1974г.- 151с

4. Руководство по эксплуатации. Насос пластинчато-роторный вакуумный НВУ-2,8. ОАО «Технолит» г. Полоцк 2010г.- 31 с.
5. Пат. 9646 РБ, МПК F 04C 18/00. Пластинчато-роторный вакуумный насос / В.Н.Дашков, В.В.Захаров, (ВУ).- Заявитель Белорусский государственный аграрно-технический университет -№ u20130360 ;заявл.23.04.2013;опубл. 22.07.2013.//Официальный бюл./Нац. центр интеллектуальной собственности -2013 г. -№ 2.-С. 35.
- 6.Дашков В.Н., Захаров В.В.,Ковалевич И.Н Повышение эффективности работы вакуумного насоса доильного оборудования/ Материалы международной научно-технической конференции”Актуальные проблемы и инновационная деятельность в агропромышленном производстве”: материалы Междунар. науч.-практ. конф.: в 2 т.- Смоленск: Смоленская ГСХА,2015.- Т.2. С.225-231

80. М. Л. Заєць, к.т.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет
РЕЗУЛЬТАТИ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ СХОДУ НАСІННЯ З КРИВОЛІНІЙНОЇ
ТВІРНОЇ ПОВЕРХНІ РОЗПОДІЛЬНИКА

При визначенні швидкості сходу насіння з криволінійної поверхні застосовувалися розподільники, які являють собою тіло обертання твірна якого - брахистохрона з діаметром твірного кола 10, 15, 20, 25, 30 мм.

Результати проведених експериментів і розрахунків дані зведені в табл. 1. За даними цієї таблиці будували графічну залежність швидкості сходу насіння з криволінійної твірної розподільника V від діаметра кола твірної брахистохрони d (рис 1).

Таблиця 1.

Результати експериментальних досліджень і розрахунків

Діаметр, м	d=0.010	d=0.015	d=0.020	d=0.025	d=0.030
Довжина похилої ділянки розподільника, L, мм	40	50	60	70	80
Швидкість сходу насіння, V_{cx} , м/с	1.015	0.953	1.364	1.029	1.0196

Апроксимація отриманої залежності швидкості сходу з криволінійної поверхні розподільника від діаметра твірного кола, дозволила вивести рівняння цієї залежності, що описується поліномом четвертого ступеня:

$$V_{cx} = 4,071 \cdot 10^5 \cdot d^4 + 6,582 \cdot 10^4 \cdot d^3 - 7,133 \cdot 10^3 \cdot d^2 + 195,751 \cdot d - 0,432. \quad (1)$$

Коефіцієнт кореляції дорівнює: $R=0,42$, що показує середню залежність впливу швидкості сходу від діаметра твірного кола брахистохрони.

Аналіз отриманої залежності показує, що найбільша швидкість сходу насіння із криволінійної поверхні серед випробовуваних розподільників буде в розподільника, діаметр твірного кола, якого дорівнює 0,02 м.[1]

Зіставляючи експериментальні і теоретичні графічні залежності (рис. 2), можна відзначити наступне.

Отримані теоретичні залежності дозволяють визначати швидкість сходу з криволінійної поверхні роздільника з 95 % ступенем ймовірності в точках значення діаметра $d=0,02$ м, $d=0,025$ м, $d=0,03$ м. Значна розбіжність теоретичних і експериментальних значень при діаметрі твірного кола 0,01...0,015 м можна пояснити тим, що розміри роздільника в порівнянні з геометричними розмірами насіння.

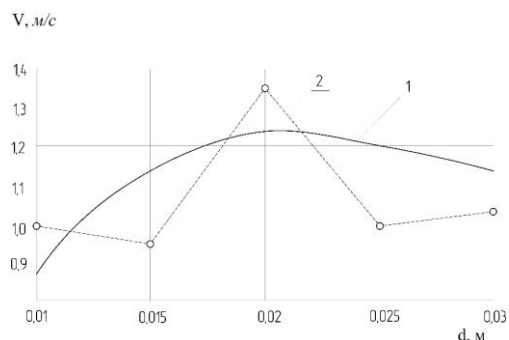


Рис. 4.1 Залежність швидкості сходу насіння (V_{cx}) від діаметра твірного кола (d) розподільника

1- теоретична крива згідно полінома (1);
2- дані експерименту.

Таким чином, для подальших досліджень приймаємо розподільник з твірною у вигляді брахистохрони з діаметром кола твірної $d = 0,02$ м. Тому що при такому діаметрі кола твірної швидкість сходу насіння з криволінійної поверхні розподільника найбільша серед розподільників з $d = 0,01 \dots 0,03$ м; і при такому діаметрі твірного кола експериментальні значення швидкості доводять з 95% точністю теоретичні значення швидкості сходу[2]. Геометричні розміри розподільника: висота 0,03 м, ширина (діаметр) основи 0,04 м.

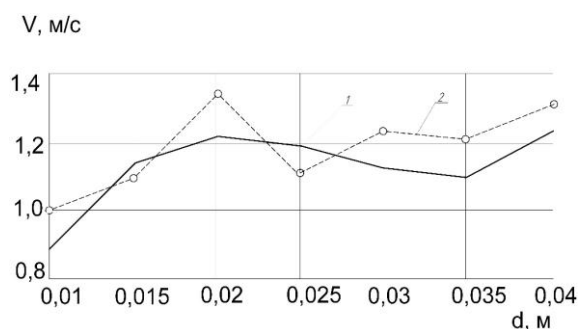


Рис. 2. Залежність швидкості сходу насіння (V_{cx}) від діаметра твірного кола брахистохрони (d) 1- теоретичні дані; 2- дані експерименту.

Таблиця 2.

Результати досліджень швидкості сходження насіння з комбінованого розподільника

№ досліджу	Фактори		Швидкість сходження насіння		Середнє значення швидкості
	X_1	X_2	V_1	V_2	
1	Діаметр твірного кола $d = 15$ мм	$\alpha = 20^\circ$	1,2	1,23	1,215
2		$\alpha = 22,5^\circ$	1,23	1,26	1,245
3		$\alpha = 25^\circ$	0,96	0,93	0,945
4	Діаметр твірного кола $d = 20$ мм	$\alpha = 20^\circ$	1,29	1,2	1,245
5		$\alpha = 22,5^\circ$	1,35	1,38	1,365
6		$\alpha = 25^\circ$	1,26	1,23	1,245
6	Діаметр твірного кола $d = 25$ мм	$\alpha = 20^\circ$	1,26	1,29	1,275
7		$\alpha = 22,5^\circ$	1,29	1,35	1,32
9		$\alpha = 25^\circ$	1,29	1,26	1,275

Апроксимація отриманих даних швидкості сходу з криволінійної поверхні розподільника від діаметра твірного кола d та кута установки похилої ділянки до горизонту α , дозволила вивести рівняння цієї залежності, що описується рівнянням:

$$V = 1,237 + 0,465 \cdot d - 0,27 \cdot \alpha + 0,27 \cdot d \cdot \alpha, \quad (4.2)$$

Коефіцієнт кореляції дорівнює: $R=0,45$, що показує середню залежність впливу швидкості сходу від діаметра твірного кола d та кута установки похилої ділянки до горизонту α .

Графічна залежність швидкості сходу від діаметра твірного кола d та кута установки похилої ділянки до горизонту α представлені на рис. 3.

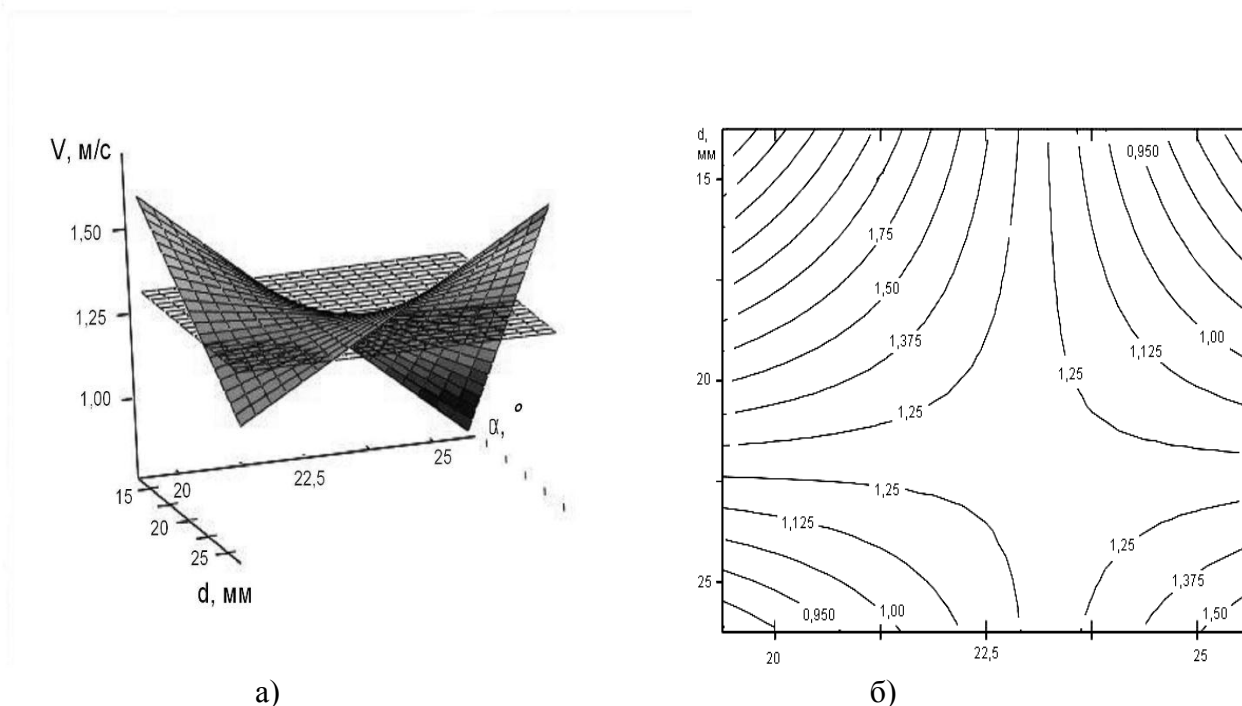


Рис. 3. Графічна залежність швидкості сходу насіння від діаметра твірного кола d та кута установки похилої ділянки до горизонту α
а – поверхня відгуку; б – контурний графік.

Відзначимо, що найбільшу швидкість будуть мати насінини, що потрапляють на розподільник у крайній точці проекції направляча [3]. При за даному діаметрі вихідного перерізу направляча і зазначеного еквівалентного діаметра насінини, площа поперечного перерізу насіннепроводу, через яке проходить насіння, що надходить на розподільник у зоні найбільших швидкостей складає 75% від загальної площі вихідного перерізу, що дозволяє зробити висновок про те, що кількість насінин, які мають максимальну швидкість сходу з криволінійної поверхні розподільника теж буде складати 75%.

Проведені експериментальні дослідження дозволили зробити наступні висновки:

1. При експериментальному визначенні швидкості сходу насіння з криволінійної твірної розподільника в залежності від діаметра твірного кола отримана емпірична залежність $V_{cx}(d)$.

2. При аналізі отриманої залежності встановлено, що найбільша швидкість руху насіння по криволінійній поверхні розподільників з діаметрами твірного кола 10...30 мм відповідає розподільникові з діаметром твірного кола $d=20$ мм. Тому для подальших досліджень прийнятий розподільник з діаметром твірного кола $d=20$ мм.

Список використаних джерел

1. Заєць М. Л. Розробка експериментального сошника для підґрунтового-розкидної сівби зернових колосових культур / М. Л. Заєць // Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь : зб. тез III Всеукр. наук.-практ. конф., 29–30 берез. 2017 р. – Житомир : ЖАТК, 2017. – С. 164–166.

2. Заєць М. Л. Обґрунтування швидкості надходження насіння на похилу ділянку розподільника сошника для підґрунтового-розкидного способу сівби / М. Л. Заєць, С. В. Міненко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України / ДНУ «УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого». – 2012. – Вип. 16 (30), кн. 1. – С. 334–342.

3. Заєць М. Л. Теоретичне обґрунтування параметрів розподільника насіння сошника для підґрунтового-розкидного способу сівби / М. Л. Заєць // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2016. – Вип. 46. – С. 37–44.

81. О.С.Поліщук, Житомирський агротехнічний коледж

ТЕНДЕНЦІ РОЗВИТКУ РОТАЦІЙНИХ КОСАРОК

В Україні кожен рік потрібно скошувати близько 12 млн га сіяних і природних трав на корм великій рогатій худобі та іншим тваринам у стійловий період утримання. Від швидкості та якості проведення операції скошування в значній мірі залежить класність та кількість заготовлених дешевих стеблових кормів. Для цього найбільше підходять косарки з ротаційним різальним апаратом. В Європі більшість сільгоспвиробників користуються саме такими косарками. В Україні теж розуміють переваги ротаційних косарок, але їх широке впровадження стримується високою ціною і не завжди такою ж надійністю, особливо вітчизняного виробництва [1, 2, 3].

Сегментно-пальцеві косарки, хоч і дешеві, та малопродуктивні й ненадійні на високоврожайному та переплутаному травостої, мають підвищені втрати врожаю від завищеного зрізування. Ротаційні дискові косарки, в яких застосовуються нижні редуктори на всю ширину захвату, конструктивно складні й теж допускають завищений зріз. Ротаційні барабанні косарки мають верхній редукторний привод і порівняно кращі показники якості скошування, але менш надійну конструкцію.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено систематизації різних характеристик ротаційних косарок з метою вдосконалення їх конструкцій [1, 2, 3].

Систематизація розмірно-вагових характеристик ротаційних косарок провідних фірм світу показує, що барабанні косарки, маючи з дисковими при ширині захвату 1,5-1,6 м практично однакову вагу, з ростом ширини захвату мають більшу вагу і при 2,0-2,1 м захвату перевищення ваги складає 60-70 кг, тобто, вони важчі на 14%. Слід відзначити, що кращі зразки барабанних косарок легші за середні показники на 15-20 %. Збільшення ваги пояснюється наявністю у барабанних косарок значної висоти різального апарату. Такою зміною ваги косарок, очевидно, і пояснюється те, що барабанні косарки випускаються з шириною захвату до 2,2 м, тоді як дискові мають ширину захвату 3,6-4,0 м у начіпному варіанті. Потужність, рекомендована для привода ротаційних косарок як дискових, так і барабанних, практично мало відрізняється і складає 16,3 - 17,7 кВт на метр захвату. У барабанних косарок рекомендована споживана потужність дещо більша за дискові. Поясненням цього може бути необхідність приводити до руху елементи з більшою площею поверхні, ніж у дискових косарках. Використання більших кондиціонерів потребує збільшення використовуваної потужності на 4,5 - 6,5 кВт, причому ця величина не залежить від ширини захвату косарки.

Аналізуючи конструктивні особливості дискових косарок слід відзначити, що в нових конструкціях використовується схема з додатковими шестернями малого діаметра, винесеними вперед по ходу косарки, через які передається потужність лише на один ротор. Одна з нових конструкцій ротаційних косарок КРС-2,0, що випускається в Україні, має шестерні різного діаметру, однак передача потужності через шестерні меншого діаметру відбувається як на ротор, що встановлений на ній, так і на інші наступні ротори. Іншою характерною особливістю дискових косарок є установка конічного редуктора скошувального бруса позади першого диска, а не в ряд з дисками. Така конструктивна особливість дає змогу дещо зменшити величину консолі і таким чином підвищити жорсткість бруса, збільшивши довговічність конструкції.

Вивчаючи конструкції барабанних косарок слід відзначити перенесення редуктора з балки на начіпку і заміну таким чином клинопасової передачі на більш надійну передачу. Це підвищує надійність косарки і дозволяє зробити приводну балку, більш рівномірно навантажувати колеса трактора. Ротори барабанних косарок спираються на вал, що стоїть у трубчатій опорі на 2-4

підшипниках. Диски барабанів конічні або плоскі з елементами конічності, що надає їм жорсткості і сприяє більш енергійному сходу скошеної маси з диска ротора. Максимальний діаметр дисків роторів серійних косарок сягає 1000 мм, експериментальні мають діаметр 1500 мм, мінімальний діаметр 450-550 мм. Практично у всіх конструкціях барабанних косарок ножі до дисків кріпляться при допомозі швидкознімного пристрою. Ці конструкції використовуються і в новітніх моделях дискових косарок. Це значно полегшує і прискорює процес зняття та установки ножів при їх заточуванні.

Слід відмітити розповсюдження на ринку фронтальних косарок, чому сприяє поява універсальних енергонасичених тракторів з передньою навіскою та ВВП. Наявність таких тракторів та спеціальних енергозасобів дає змогу встановлювати на них комбінації косарок і скошувати за один прокіс полосу шириною в 4-7,5 м, відповідаючи в транспортному положенні при цій ширині захвату всім вимогам закону про дорожній рух.

Основним параметром, що характеризує ротаційні косарки є швидкість різального елемента – ножа. Явище безпідпирного зрізування стебел, що стоять одноосібно спостерігається при швидкостях 8-16 м/с. Однак, скошуються не одноосібні стебла, а травостій різних культур, який може бути переплутаний, полеглий. Окрім різання, різальний елемент виконує функції транспортування маси (перекидання стебел за брус косарки), тому у вітчизняних косарок швидкість скошування сягає 55-65 м/с, а в кращих зразках закордонних косарок швидкість ножів сягає 80-90 м/с. Іншим показником, що характеризує косарку є ширина захвату. Для надійного функціонування косарка повинна забезпечуватись відповідною потужністю двигуна трактора.

Таким чином, конструкції ротаційних косарок в Україні, виходячи із потреб виробництва, вдосконалюються шляхом зниження енергоємності, зменшення маси та підвищення надійності.

Література

1. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва. / Адамчук В.В., Адамчук О.В., Барановський О.С. та ін. Київ: Аграрна наука, 2012. 416 с.
2. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. / Адамчук В.В., Баранов Г.Л., Барановський О.С. та ін. Київ: Аграрна наука, 2004. 396 с.
3. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. Москва: Машиностроение, 1983. 304 с.

82. Ю.К. Городецкий, А.С. Качалко, Е.А. Городецкая, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ПОЛЕ КАК РАБОЧИЙ ОРГАН ПРИ ВЫДЕЛЕНИИ СЕМЯН КОРИАНДРА ПОСЛЕ ОБМОЛОТА

Целью нашей работы была разработка и совершенствование электрофизического метода повышения качества получаемых семян кориандра после их сбора и обмолота. Нами использованы некоторые элементы теории электромагнитного поля и основ математического и физического моделирования; основ теории активного планирования эксперимента и методов статистической обработки экспериментальных данных, а также стандартные методы определения показателей качества семян.

Очистка, просушка и калибрование семян. Семя - живой организм, в котором и после уборки проходят процессы обмена веществ, дыхания. Семена могут портиться от действия микроорганизмов. Чтобы предотвратить нежелательные изменения в семенах, их порчу, убранные семена еще до засыпки на хранение должны быть очищены, просушены и отсортированы. Обычно в партии семена не выравнены по размеру. Часто наиболее ценные крупные и средние семена составляют около 70%, мелкие - 20-25%. Тогда из семенной партии удаляют мелкие, щуплые, битые, колотые и легковесные семена. Для этого используют сортировальные машины, где семена сортируют по аэродинамическим свойствам с помощью системы сит с отверстиями различного диаметра. Трудноотделимые примеси отделяют на специальных машинах по плотности семян и по характеру (шероховатости) поверхности. У ряда культур проводят калибрование семян, т.е. выделение семян определенной фракции по величине и форме. И для посевов, и для пищевых целей используют очищенные, просушенные и отсортированные семена.

Корианд (*Coriandrum Sativum*) семейства Зонтичные (*Apiaceae*). Плод кориандра (рис. 1.3) – двусемянка шаровидной формы, светло- или темно-коричневой окраски, содержит эфирное масло

(0,2—1,5 %), состоящее из линалоола (60-80%), гераниола (3-5%), цимола, геранилацетата (до 5%), борнеола (1-4%), их уксусно-кислых эфиров и альдегидов: п-децилового, дециленового и изодециленового (0,2-2,5%); терпены, пинены, фелландрены. В плодах находится до 20 % жирного невысыхающего масла, в состав которого входят глицериды жирных кислот (92%) и неомыляемые вещества (до 7,5%), азотистые вещества, крахмал, сахар [1, 2]. Благодаря высокой пищевой ценности плоды кориандра широко применяются для ароматизации хлебобулочных изделий, в рыбоконсервной промышленности, для приготовления мясных изделий, соусов и сыров.

Планирование экспериментов, закладка и проведение их осуществлялось по общепринятым методикам [16]: посевные качества семян определяли по методикам: Семена сельскохозяйственных культур. Методы определения качества. ГОСТ 30556-98; ГОСТ 52171-2003. Биометрические исследования заключались в измерении следующих показателей: масса, длина, ширина, форма и цвет семян. Образцы семян для анализа отбирали согласно государственного стандарта (ГОСТ 30556-98).

Из семенного вороха после обмолота и просушки до стандартной влажности 12-15% основной культуры кориандра урожая 2018 года отбирали четыре пробы по 100 грамм. Такая проба содержала: набухшие семена, имеющие здоровый вид и при надавливании пинцетом не раздавливались; загнившие семена – с мягким разложившимся эндоспермом, с загнившим зародышем и семядолями, с почерневшим зародышем, с частично или полностью загнившими корешками; твердые семена, которые были ненабухшими и не изменили внешнего вида; уродливые и расколотые семена кориандра. Следует отметить наличие *сорной* примеси – остатков палочек, листьев, черешков, упаковки, мешковины, комочков земли, пыли.

Очистка семян кориандра, как и других пряно-ароматических культур возможна на комплектах машин и оборудования линий для обработки мелких семян трав КОС-0,5, КОС-0,5М и КОС-2. Однако они по-прежнему оснащаются зерноочистительными машинами производства Германии и недостаточно эффективно работают при обработке таких семян. Поэтому в хозяйствах используется разрозненное оборудование отечественного производства и импортирующееся оборудование из Германии. Известна работа по исследованию очистки семян мелкосемянных культур (Андреев В.В., 2006) на наклонных колеблющихся плоскостях с экранами-отражателями. Но параметры рассчитаны только для семян льна и моркови. Очистка семян мелкосемянных культур имеет ряд особенностей, которые значительно затрудняют доведение этих материалов до стандартных кондиций на серийных воздушно-решетно-триерных машинах и влекут за собой значительные потери семян основной культуры в отходы [3,4]. Например, при очистке семян многолетних трав на овсюгоотборниках теряется от 30 до 50% их валового сбора [5].

На кафедре электротехнологии нашего Университета давно успешно эксплуатируется *сепаратор диэлектрический лабораторный СДЛ-1* (рис. 1), который эффективно разделяет сухие сыпучие смеси по качеству их компонентов. Сепаратор готовили к работе посредством внешнего осмотра, проверкой надежности всех подсоединений и прогреванием в течение 15 минут на среднем режиме 3,0 кВ. Засыпались навески – 100 г семенного вороха семян кориандра, состав которых был описан выше. В результате сепарации исходного материала были получены три однородные фракции [6], показанные на рис. 2.



Рис. 1 Сепаратор диэлектрический СДЛ-1



А

В

С

Рисунок 2 – семена кориандра: А- семена до сепарации, В – чистые семена после разделения, С – выделенные примеси

Заключение

В результате проведенных исследований были определены три категории факторов (конструктивные, технологические и свойства семян), которые решительно влияют на величину силового воздействия электрического поля на семена при их нахождении на системе разноименно заряженных электродов. Приведенная категорийность факторов – есть ключ к интенсификации сепарации семенных ворохов.

Подтверждено, что оптимальная влажность сепарируемых семян была в диапазоне, типовом для хранения, 12...14%. Разделение частиц сыпучих смесей в электрическом поле происходит либо при наличии различий в диэлектрических проницаемостях [5], либо при наличии различий в динамике поляризации и деполяризации частиц, обусловленных различным биохимическим составом, но имеющих подобные физико-механические свойства.

Источники информации

1. Юрченко, Л.А. Пряности и специи / Л.А.Юрченко, С.И.Василькевич. – Справочное издание. - Минск: Полымя, - 1989.- С. 222.
2. Лекарственные растения Государственной фармакопеи. Фармакогнозия. (Под ред. И.А. Самылиной, В.А. Северцева). – М., ООО «АМНИ», 2003. – 534 с.
3. Патент № 2165313 РФ, В07 В4/02 Пневматический сепаратор
4. Патент № 2166384 РФ, В07 В4/00 Замкнутый пневматический сепаратор зерновых смесей
5. Патент № 2159156 РФ, В03 С1/24 Устройство для сепарации и разделения тонкодисперсных минеральных смесей
6. Отчет о научно-исследовательской работе «Изучение физиолого-биохимических свойств и агрономических качеств мелкосемянных культур в условиях диэлектрической сепарации» согласно договору с БРФФИ № Б14– 017 от 23.05.2014 г. № ГР 20142846, 58 стр.

83. О.О. Лаврищев, Житомирський агротехнічний коледж, О.М.Сукманюк, к.і.н., доцент, Житомирський національний, агроекологічний університет

ЕЛЕКТРОМОБІЛЬ. ПЕРЕВАГИ І НЕДОЛІКИ

Нині в суспільстві у зв'язку з рядом економічних і екологічних проблем виросла потреба у дешевих і маневрених транспортних засобах. Значимість яких у сучасному житті людей безперервно зростає. В даний час великою популярністю користуються екологічні транспортні засоби, які знижують залежність їх власників від імпорتنих нафтопродуктів. До того ж, автомобілі, які працюють на паливі, використовують лише 15 %, а решта палива надходить в навколишнє середовище і згорає неповному обсязі і нерівномірно. Це і є основною причиною забруднення навколишнього середовища. Поряд з цим автомобілі, що оснащені двигунами внутрішнього згорання, виробляють велику кількість шуму.

Електромобіль – це автомобіль, який приводиться в рух не двигуном внутрішнього згорання, а одним або декількома електродвигунами, що живляться від акумуляторів або паливних елементів [1].

Найбільш вдале визначення електромобіля дав О.А. Ставров: «Под термином электромобиль имеется в виду автомобиль, у которого для привода ведущих колес используется электрическая энергия, получаемая от химического источника тока» [2].

Електричні двигуни не дають ні шуму, ні гарі, вони зручні у використанні. Легкість керування дає можливість позиціонувати електромобілі як екіпажі для жінок і літніх людей.

На даний час в електромобілях використовуються декілька типів джерел енергії, для живлення електродвигуна [3]:

1. Електромобіль, який працює на акумуляторних батареях. Це самий перший тип електричного джерела живлення, який був розміщений на автомобілі. Дякуючи своїй простоті акумулятори для автомобілів отримали широке використання на початку ХХ-го століття. Рух транспорту здійснювався наступним чином: за допомогою електричної проводки і системи керування акумуляторна батарея приєднувалась до електродвигуна, а він в свою чергу, передає крутний момент головній передачі за допомогою карданного валу.

2. Електромобіль, який працює на паливних елементах. Перевагами даного типу є збільшення запасу ходу за рахунок збільшення маси палива, що міститься в паливних баках. Але обслуговування даного типу транспорту є досить вартісним, а при переробленні паливних елементів в атмосферу можуть виділятися токсичні відходи.

Електромобіль, який працює на сонячних батареях. Даний тип автомобілів володіє немалою кількістю недоліків, так-як працюють за рахунок сонячного світла, а на даний момент не існує дослідних зразків, які накопичували достатню кількість енергії в день, щоб її вистачало на рух в нічний час, або в похмуру погоду. Також вони мають низький ККД, який знаходиться в межах 10-15% [4].

У сучасних електромобілях в якості електродвигуна використовується декілька типів: асинхронні двигуни змінного струму, колекторні двигуни постійного струму, асинхронні двигуни змінного струму або сучасні типи двигунів змінного струму з вентильним керуванням [5].

Серед акумуляторних батарей, що використовуються в електромобілях в якості енергії, широке розповсюдження отримали свинцево-кислотні акумуляторні батареї, лужні залізно-нікелеві та ряд інших батарей. Однак, завдяки своїм перевагам, до числа яких відносяться порівняно невелика вартість, високий коефіцієнт корисної дії, велика питома об'ємна енергія та малий внутрішній опір, переважають свинцево-кислотні акумуляторні батареї [6, 7].

Електроенергія, яка витрачається акумулятором електромобіля, набагато доступніша палива, а також акумулятор має можливість підзаряджуватися навіть під час руху.

Вважається, що електромобіль на відміну від ДВЗ (двигуна внутрішнього згорання) має багато переваг: по-перше, витрати на експлуатацію менші, ніж у автомобіля з ДНЗ. По-друге, під час роботи двигуна внутрішнього згорання постійно необхідне рідинне охолодження, так як він працює при високих температурах, вібраціях, в хімічному середовищі, а також в його конструкції багато рухомих ланок.

Крім переваг електроавтомобілі мають і свої недоліки. Не дивлячись на порівняно дешеве обслуговування і ремонт електромобіля, на створення його акумулятора використовуються дорогоцінні метали, тому, в кінцевому виходить його вартість достатньо дорогою, а також деякі акумулятори функціонують тільки при досить високих температурах, що викликають деякі незручності. Через шкідливі елементи, що входять в склад акумуляторів є складність при їх утилізації. Крім того, електромобілі не можуть подолати велику відстань без підзарядки, тому після проходження деякої відстані необхідно поповнити енергію автомобіля. А одночасна багаторазова підзарядка електроавтомобілів може стати причиною збою роботи електричних підстанцій [8].

Ще одним суттєвим недоліком є нерозвинена мережа станцій підзарядження електромобілів. У даний час в світі існує два типи зарядної інфраструктури. Перший – стандартні зарядні станції (використовують змінний струм потужністю до 40 кВт). Другі – так звані експрес-зарядка, засновані на японському стандарті CHAdeMO, що пропонують застосовувати струм потужністю 50 кВт. Такі станції дозволяють скоротити зарядку на 80%, тобто до 20 хв, але їх поки недостатньо.

Але, враховуючи те, що електромобілі не є основними засобами пересування на вулицях міст, їх роль у розвитку транспорту дуже важлива, так як вони мають великий потенціал і при відповідному розвитку й удосконаленню, вони можуть перевершити машин, які працюють на двигунах внутрішнього згорання.

Літературні джерела

1. Тойлыбаев А.Е., Сейімхан С. Електромобиль - транспорт будущего // Universum: Технические науки: электрон. научн. журн. 2018. № 5(50). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/5902>
2. Щетина В.А., Морговский Ю.Я. и др. Електромобиль. Техника и экономика. 1987.
3. Алексеев Ю. Г. Люди и автомобили. М.: Машиностроение, 1990. 126 с.

4. Федотов Ю.Б., Шевелев К.А. История создания и развития электромобилей. Технические науки: электрон. научн. журн. 2014. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/istoriya-sozdaniya-i-razvitiya-elektromobiley>
 5. Терехов, В.М. Диагностическое оборудование предприятий автосервиса: Учебное пособие / В.М. Терехов, О.А. Сумская. Армавир: РИО АГПУ, 2016. 160 с.
 6. Тиристорная преобразовательная техника в цветной металлургии. М.: Металлургия, 1983. 128 с.
 7. Хамудханов М.З., Хашимов А.А. Исследование оптимальных законов изменения управляющих воздействий частотно-управляемого асинхронного электропривода в динамических режимах. – Асинхронный тиристорный электропривод. Свердловск, 1971 . с.130-132.
- Борс Н.И., Муратов Д.Ш., Пимукова Л.А. Электромобили как транспорт будущего. Сборник материалов II Региональной студенческой научно-практической конференции с всероссийским участием. 2015. С. 105-108.

84. М.М. Берлінець, Державне підприємство «Центральна лабораторія якості води та ґрунтів» ІВПіМ НААН, А.В. Павицька, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ЗАСТОСУВАННЯ ФОТОВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ В ПРОЦЕСІ ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНА

Застосування вітроенергетичних та фотоенергетичних установок на сьогоднішній час набуло широкого використання з метою зменшення енергетичних затрат, економічної ефективності та екології. Темпи зростання їх встановленої потужності з кожним роком збільшуються. Проте застосування таких джерел енергії більш доцільне при спільній їх роботі, тому що рівномірність надходження енергетичних потоків (швидкість вітру та інтенсивність сонячної радіації) на території України не рівномірна. Середня швидкість вітру більша у зиму, тоді як, інтенсивність сонячної радіації більша у літо. Так само, енергетичні потоки протягом доби також мають свій розподіл. Тому використання комбінованих фотовітроенергетичних систем потребує вирішення питання оптимізації їх параметрів для застосування у різних технологічних процесах. [1, 2]

Зберігання продукції зернових, зернобобових та олійних культур без втрат має важливе державне значення і покликане вирішити ряд стратегічних завдань – гарантувати продовольчу безпеку країни, забезпечувати сировиною переробну галузь, зміцнювати кормову базу тваринництва, створювати належні умови ефективного експорту – імпорту. Без сумніву, зберігання зерна є одним з визначальних факторів стабілізації і збільшення зерновиробництва в Україні[3].

Збільшення виробництва зерна вимагає постійного удосконалення технології проведення базових операцій післязбиральної обробки, яка включає очищення, сушіння і зберігання. Сушіння визначає якість готового продукту, тривалість зберігання та запобігає його втратам [4].

В умовах збільшення виробництва зернових, зернобобових та олійних культур зростає і кількість продукції яку потрібно зберігати. Для цього потрібно збільшувати потужність зерносховищ. В свою чергу, сховища повинні забезпечувати надійне зберігання зернової продукції за рахунок впровадження методів та способів з врахуванням культури, категорії вологості і призначення зерна [3, 5].

Для процесу зберігання сухого й вологого зерна використовують методи аерації, вентильовання та охолодження. Для реалізації цих методів застосовують активне вентильовання.

Активне вентильовання – примусове продування зерна повітрям. Це ефективний, простий і дешевий метод в технологічному процесі зберігання зерна. Активне вентильовання зерна знижує інтенсивність дихання і є одним з найбільш досконалих і доступних способів обробки зерна і насіння в технологічному процесі тимчасового зберігання свіжозібраного зерна і в стаціонарних сховищах елеваторно складської системи зберігання зерна. Перевагою активного вентильовання є те, що його проведення не вимагає великих економічних та енергетичних витрат. Цей процес повністю механізований і майже не вимагає використання робочої сили. Його використовують для тимчасового або тривалого зберігання зерна з профілактичною метою або для охолодження насипів, їх проморожування, сушіння, дегазації, ліквідації самозігрівання, прогрівання насіння перед сівом тощо. [5]

Отже, технологічний процес зберігання зерна з використанням методу активного вентильовання є одним з економічних методів тимчасового та тривалого зберігання зерна.

Враховуючи площі зернових складів, токів, майданчиків, відкритих токів, сховищ раціонально застосовувати комбіновані фотовітроенергетичні установки для забезпечення енергетичних потреб таких комплексів. Надлишок енергії, яка вироблятиметься такими установками, можна використовувати на інші цілі, такі як: освітлення території, приміщень, резервне електропостачання та освітлення, сигналізація, продаж електроенергії по зеленому тарифі тощо.

Бібліографічний список

1. Розвиток вітроенергетичних установок та можливості їх застосування в сільському господарстві / Р. Мельник, В. Жоров, С. Тарнавський [та ін.] // Техніка і технології АПК. – 2013. – № 8. – С. 17-19.
2. Історія розвитку вітро- та фотоенергетичних установок / В. І. Жоров, Д. В. Тимошук, М. М. Берлінець // Механізація і електрифікація сільського господарства. - 2014. - Вип. 99(2). - С. 228-236.
3. Кирпа М. Я. Зберігання зерна – стан і перспектива розвитку в зв'язку зі збільшенням обсягів виробництва зерна в Україні / М. Я. Кирпа // Бюлетень Інституту сільського господарства степової зони. - 2011. - № 1. - С. 9-15.
4. Матківська І. Я. Кінетика сушіння зерна пшениці фільтраційним методом / І. Я. Матківська, В. М. Атаманюк, І. Р. Барна // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Нові рішення в сучасних технологіях. - 2014. - № 17. - С. 130-138.
5. Активне вентильовання та сушіння зерна / О. І. Гапонюк, М. В. Остапчук, Г. М. Станкевич, І. І. Гапонюк. – Одеса : ВМВ, 2014. – 326 с.

85. Ю.М. Берлінець, с.н.с., ДП «Центральна лабораторія якості води та ґрунтів» ІВПіМ НААН України

СИЛОВА ДІЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ КОРОННОГО РОЗРЯДУ НА СИПКІСТЬ НАСІННЯ ПШЕНИЦІ

Велике значення для вибору технологічного процесу та конструкції машин мають фізико – механічні властивості зерна. Важливою фізико – механічною властивістю насіннєвої маси, яка безпосередньо впливає на рівень її механічного пошкодження є сипкість.

Сипкість характеризується залежністю граничних дотичних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі насіннєвої маси, яку будують по експериментальних даних за результатами випробувань сипких матеріалів на трибометрі [1, 2].

В електричному полі зернівки насіння отримують заряд і силову дію поля. Така силова дія електричного поля впливає на фізико-механічні властивості насіннєвої маси, як сипкого середовища. При цьому, в результаті виникнення більш тісного контакту між окремими зернівками змінюються показники сипкості, що зумовлює встановлення залежності впливу дії сил електричного поля коронного розряду на ці показники.

Для дослідження впливу силової дії електричного поля коронного розряду на фізико–механічні властивості насіння сільськогосподарських культур використовувався розроблений метод, який базується на використанні трибометра. На рис.1. показана схема розробленої установки.

В нерухомий жолоб 7 засипають насіння до рівня нижньої площини рухомої рамки 6, в яку також засипають насіння до рівня потрібної товщини шару насіння. Після подачі напруги на електродну систему, при постійній висоті розташування вістря голок електродної системи 4 над осаджуючим електродом 3 і постійній напрузі джерела живлення 1, збільшуючи масу наважок в вантажній чашці 8, визначається їх маса, яка необхідна для зсуву рамки 6. Для регулювання висоти зрізу насіннєвої маси використовують вставки 10, які по черзі дістають з нерухомого жолоба 7, при цьому корегуючи рівень товщини шару насіння в рухомій рамці 6.

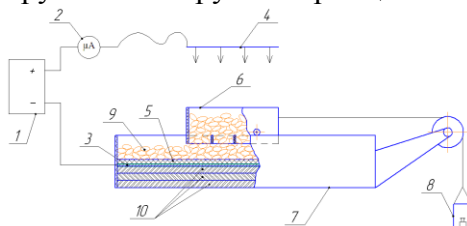


Рис. 1. Схема установки для дослідження впливу силової дії електричного поля коронного розряду на фізико – механічні властивості насіння сільськогосподарських культур.

1 – джерело високої напруги; 2 – мікроамперметр; 3 – осаджуючий електрод; 4 – коронуючий електрод; 5 – фрагмент конвеєрної стрічки; 6 – рухома рамка з перегородками; 7 – нерухомий жолоб; 8 – вантажна чашка; 9 – насіння сільськогосподарської культури, що досліджується; 10 – вставки для регулювання висоти зрізу насіннєвої маси.

Результати експерименту використовуються для визначення залежності граничного дотичного напруження від нормального напруження в товщі насіннєвого середовища з силовою дією поля коронного розряду. При цьому, дотичні і нормальні напруження i -того експерименту в площині зсуву насіннєвої маси розраховуються за формулами

$$\tau_i = \frac{F_i - F_0}{S_p}, \quad (1)$$

$$\sigma_i = \frac{m_i \cdot g}{S_p}, \quad (2)$$

де τ_i – граничні дотичні напруження в площині зсуву насіннєвої маси i -того експерименту, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$;

F_i – сила зсуву рамки з насінням i -того експерименту, Н;

F_0 – сила зсуву рамки без насіння, Н;

S_p – площа зсуву (площа рухомої рамки), м^2 ;

σ_i – граничні нормальні напруження в площині зсуву насіннєвої маси i -того експерименту, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$;

m_i – маса насіння в рухомій рамці i -того експерименту, кг.

Результати розрахунків за формулами (1) і (2) використовуються для отримання аналітичної залежності в такому вигляді

$$\tau = a_1 \cdot \sigma + b_1, \quad (3)$$

де a_1, b_1 – коефіцієнти лінійної апроксимації.

Визначені таким чином кутовий коефіцієнт a_1 , лінійної залежності (3), є тангенсом кута внутрішнього тертя досліджуваної насіннєвої маси, а вільний член b_1 є початковим опором зсуву з урахуванням дії поля коронного розряду.

По результатам експериментальних досліджень отримано залежність граничного дотичного напруження від нормального напруження в товщі насіння пшениці без силової дії поля коронного розряду, яку графічно представлено на рис 2.

$$\tau = 0,4337 \cdot \sigma + 30,78 \quad (4)$$

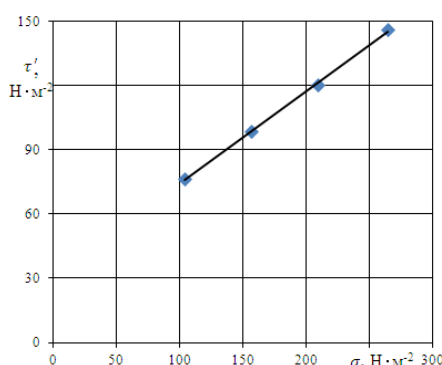


Рис. 2. Залежність граничного дотичного напруження від нормального напруження в товщі насіння пшениці без силової дії поля коронного розряду.

Аналіз залежності (4) показав, що початковий опір зсуву досліджуваної насіннєвої маси пшениці, становить $30,78 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-2}$, а тангенс кута внутрішнього тертя відповідно $0,4337$, що становить $23^\circ 27'$.

Наступним етапом досліджень було проведення серії факторного експерименту для визначення цих же показників, але при силовій дії електричного поля коронного розряду.

Обробивши експериментальні дані отримали рівняння регресії другого порядку залежності кута внутрішнього тертя насіння пшениці з силовою дією поля коронного розряду від напруги джерела живлення електродної системи та товщини його шару:

$$\varphi_{ел.} = 39,967 + 1,401 \cdot U - 1256,67 \cdot h - 0,027 \cdot U^2 + 14285,7 \cdot h^2 \quad (5)$$

де U – напруга джерела живлення електродної системи, кВ;

h – товщина шару насіння пшениці, м.

Аналіз графічної залежності (рис.3) показує, що при зміні напруги джерела живлення електродної системи від 20 кВ до 30 кВ, та товщині шару насіння від 0,028 м до

0,042 м, кут внутрішнього тертя насіннєвої маси пшениці змінюється в межах від 29°37' до 34°9'. Максимального значення кут внутрішнього тертя набуває при напрузі джерела живлення 26 кВ та товщині шару насіння 0,028 м.

Графічно залежність (5) показана на рис. 3.

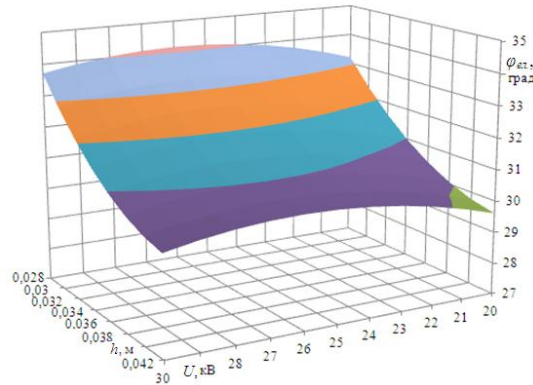
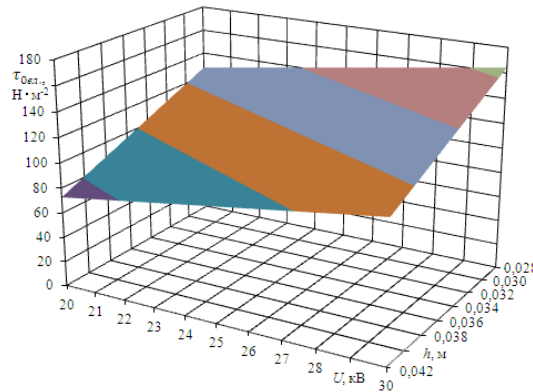


Рис. 3. Графічна залежність кута внутрішнього тертя насіння пшениці з силовою дією поля коронного розряду від напруги джерела живлення електродної системи та товщини його шару.

Також, в результаті оброблення експериментальних даних отримана залежність початкового опору зсуву насіннєвої маси пшениці від напруги джерела живлення електродної системи та товщини її шару:

$$\tau_{0ел.} = 161,97 + 3,713 \cdot U - 3893,05 \cdot h \quad (6)$$

Графічно залежність (6) показана на рис. 4. При зростанні напруги джерела живлення та зменшенні товщини шару насіння пшениці її початковий опір зсуву збільшується. В межах напруги джерела живлення від 20 до 30 кВ і зміні товщини шару від 0,042 м до 0,028 м початковий опір



зсуву насіннєвої маси пшениці змінюється від 72,7 Н·м⁻² до 164,4 Н·м⁻².

Рис. 4. Графічна залежність початкового опору зсуву насіннєвої маси пшениці з силовою дією поля коронного розряду від напруги джерела живлення електродної системи та товщини її шару.

Порівнюючи показники сипучості насіннєвої маси пшениці при силі дії електричного поля коронного розряду та без неї встановлено, що при зміні напруги джерела живлення електродної системи від 20 кВ до 30 кВ, та товщині шару насіння від 0,028 м до 0,042 м, кут внутрішнього тертя збільшується в межах від 1,26 до 1,47, а початковий опір зсуву цієї маси збільшується в межах від 2,36 до 5,34.

Список використаних джерел

1. Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудования» / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов // 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.: ил.

86. І.В. Дмитрів, к.т.н., Б.С. Красниця, Національний університет «Львівська політехніка»
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗМИКАННЯ ДІЙКОВОЇ ГУМИ

На сьогодні основою будь-якої автоматизованої (роботизованої) системи доїння є доїльний апарат. Складність технологічного процесу доїння зумовлена необхідністю безпосередньої взаємодії виконавчого органу доїльного апарата із вименем корови. А як відомо, на вимені зосереджено до 80% нервових закінчень для збудження фізіологічного процесу молоковидення [1, 2].

Аналіз праць дослідників [1-5] показує, що питання удосконалення доїльних апаратів залишаються досить актуальними. Невідповідність конструкції фізіології тварин зумовлює необхідність покращення як конструкційних так і режимних параметрів, зокрема: забезпечення повноти видоювання; збільшення інтенсивності виведення молока; регулювання основних технологічних параметрів в залежності від інтенсивності молоковидення; та подальшого удосконалення вакуумної та молочної систем.

Метою досліджень передбачалось дослідити вплив конструкційно-технологічних параметрів адаптивного доїльного стакану на величину необхідного вакуумметричного тиску для змикання дійкової гumi. Загальний вигляд стенду для експериментальних досліджень приведено на рис. 1.

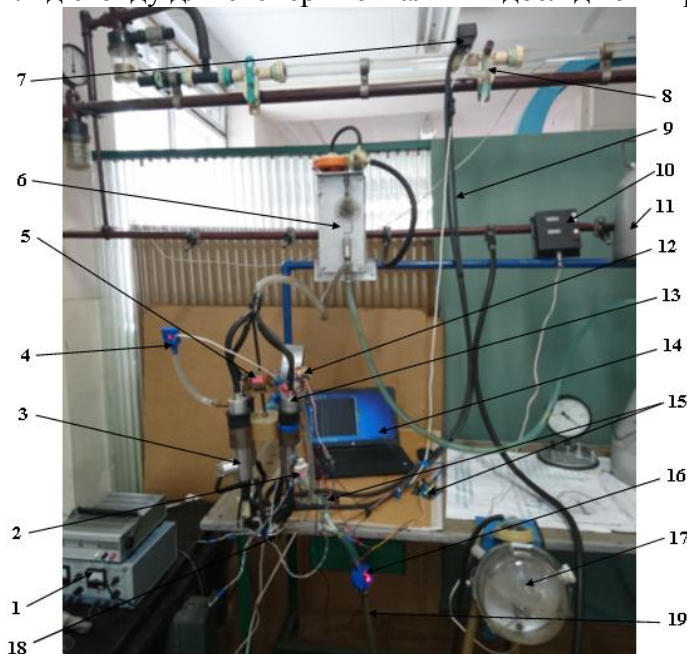


Рисунок 1 – Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження адаптивного доїльного стакану: 1 – блоки стабілізованого живлення; 2 - сенсор тиску у міжстінковій камері доїльного стакану; 3 – адаптивний доїльний стакан; 4 – сенсор тиску у штучному вимені; 5 – електронний блок керування електромагнітним пульсатором; 6 – імітатор інтенсивності молоко-віддачі; 7 – пульсатор електромагнітний; 8 – молочний кран; 9 – вакуумний шланг; 10 – електронний блок вимірювача молоковіддачі; 11 – місткість імітатора молока; 12 – сенсор тиску в піддійковій камері доїльного стакану; 13 – штучне вим'я; 14 – система керування (центральный комп'ютер); 15 - система опрацювання даних від сенсорів тиску; 16 – сенсор тиску в молочному шлангу; 17 – калібрувальний вимірювач молоковіддачі; 18 – колектор; 19 – молочний шланг

Теоретичні дослідження показали, що найбільш суттєво на тиск змикання дійкової гumi впливають: вакуумметричний тиск P_i та діаметр перепускного отвору адаптивного стакану $d_{пер}$.

Графічне зображення залежності вакуумметричного тиску змикання дійкової гumi адаптивного доїльного стакану наведено на рис. 2.

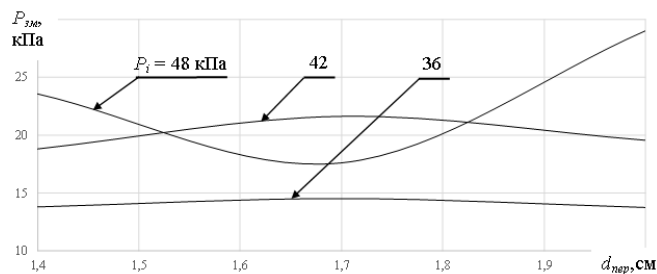


Рисунок 2 - Залежність вакуумметричного тиску змикання дійкової гуми $P_{зм}$ від діаметра перепускного отвору $d_{пер}$ адаптивного доїльного стакану за вакуумметричного тиску P_i

Аналіз залежностей (рис. 2) показав, що за вакуумметричного тиску $P_i = 48 \text{ кПа}$ характер зміни вакуумметричного тиску змикання дійкової гуми $P_{зм}$ неоднаковий. Так, при збільшенні значення діаметру перепускного отвору адаптивного доїльного стакану $d_{пер}$ від 1,4 до 1,65 см спостерігається падіння вакуумметричного тиску змикання дійкової гуми $P_{зм}$ від 23,55 до 17,5 кПа. В проміжку значень $d_{пер}$ від 1,65 до 1,7 см спостерігається стабілізація значення вакуумметричного тиску змикання дійкової гуми $P_{зм}$ на рівні від 17,5 до 17,55 кПа. Подальше зростання діаметру $d_{пер}$ від 1,7 до 2 см збільшує вакуумметричний тиск $P_{зм}$ від 17,55 до 29 кПа.

За вакуумметричного тиску $P_i = 42 \text{ кПа}$ (рис. 2) вакуумметричний тиск змикання дійкової гуми $P_{зм}$ зростає від 18,78 до 21,6 кПа із збільшенням діаметра перепускного отвору $d_{пер}$ від 1,4 до 1,7 см. Подальше збільшення діаметра $d_{пер}$ від 1,7 до 2 см зменшує вакуумметричний тиск змикання дійкової гуми $P_{зм}$ від 21,6 до 19,53 кПа.

За вакуумметричного тиску $P_i = 36 \text{ кПа}$ (рис. 2) вакуумметричний тиск змикання дійкової гуми $P_{зм}$ незначно змінюється (від 13,72 до 14,51 кПа) при збільшенні діаметра перепускного отвору $d_{пер}$ (від 1,4 до 2 см).

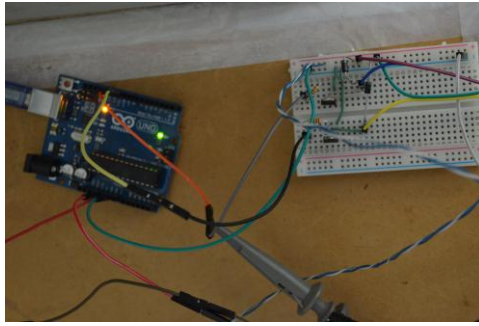
Бібліографічний список

1. Дмитрів В. Т. Механіко-технологічні основи систем доїльних установок. Теорія та практика : монографія. Львів : СПОЛОМ, 2017. 350 с.
2. Фененко А. І. Механізація доїння корів. Теорія і практика : Монографія. К. : ННЦ «ІМЕСГ», 2008. 198 с.
3. Speroni M. Automation in dairy cattle milking: experimental results and consinerations. 13th International symposium animal science day-resent advancement in animal production and health. Italian Journal of Animal Science. 2010. Vol. 4. P. 17-25.
4. Reinemann D.J., Mein G.A., Johnson M.J. Milking Machine Research: Past, Present and Future. University of Wisconsin Milking Research and Instruction lab, Madison, WI Paper Presented at the 42-nd annual meeting of the National Mastitis Council, Fort Worth Texas, USA, January 26-29, 2003. Fort Worth, 2003. C. 10-14
5. Адамчук В. Дмитрів В., Дмитрив І. Адаптивный доильный аппарат с пневмоэлектромагнитным пульсатором. Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin – Rzeszow. 2015. Vol. 17, № 9. P. 83-87.

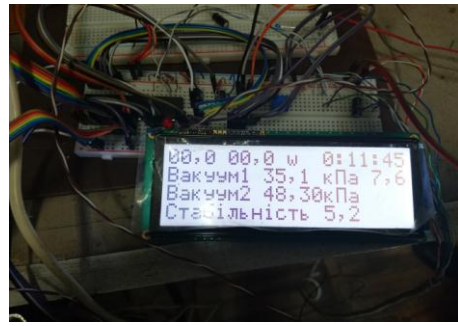
87. В.Т. Дмитрів, д.т.н., професор, П.П. Яцуцький, Національний університет «Львівська політехніка»

АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТИСКУ ТА КЕРУВАННЯ ПНЕВМОЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПУЛЬСОКОЛЕКТОРОМ

Для дослідження і керування роботою пневмоелетромагнітним пульсоколектором розроблено систему керування та вимірювання параметрів вакууметричного тиску. Система керування розроблена з використанням однокристального мікроконтролера фірми ATMEL ATmega328P та силового каскаду керування електромагнітом (рис. 1,а). Система вимірювання розроблена на основі однокристального мікроконтролера фірми ATMEL ATmega8535 з вбудованим аналого-цифровим перетворювачем (рис. 1,б). Система забезпечувала зняття інформації про параметри пневмоелектромагнітного пульсоколектора в процесі роботи доїльного апарата, вакууметричний тиск в міжстінковому і піддійковому просторах, змінювали в процесі роботи параметри калібрування вимірювальних сенсорів і проводила настроювання параметрів виконавчих елементів, передавала дані на комп'ютер, забезпечувала індикацію вимірювальних параметрів факторів і критерію відгуку при проведенні планованого повнофакторного експерименту.



а)



б)

Рисунок 1 – Загальний вигляд автоматизованих систем керування пневмоелектромагнітним пульсоколлектором (а) і вимірювання параметрів тиску (б) адаптивного доїльного апарата

Особливістю калібрування сенсорів є поєднання інформаційно-вимірювальної системи реалізованої на височастотному сенсорі тиску і математичного забезпечення для аналізу, оброблення і виведення даних про характеристики роботи доїльного апарата в цифровому і графічному вигляді.

Функціональна модель пневмоелектромагнітного пульсоколлектора, виходячи особливостей конструкції та функціональних вимог і принципу роботи наведена на рис.2.



Рисунок 2 – Функціональна модель пневмоелектромагнітного пульсоколлектора доїльного апарату

Автоматизована система вимірювання забезпечувала інформаційні функції в автоматичному режимі: збір інформації про динаміку інтенсивності молоковіддачі корови і її максимальне значення; фізичний час початку доїння, машинного додоювання і кінця доїння корови; час появи максимальної інтенсивності молоковіддачі; частоту пульсації і співвідношення тактів; вакуумметричний тиск в піддійковому просторі доїльних стаканів; вакуумметричний тиск міжстінкових просторах доїльних стаканів; формування бази даних вимірюваних параметрів; передачу і відображення інформації.

Опитування сенсорів проводилось в режимі реального часу, за алгоритмом циклічного опитування, крім процесів, які проводять обмін даних за перериваннями (сигнал аварійного стану *n-go* об'єкту), з частотою 10 Гц. Для реалізації такого алгоритму створений інтерфейс прийому-передачі даних з сенсорів, як функціонально самостійних елементів, структурна схема якого наведена на рис. 3.

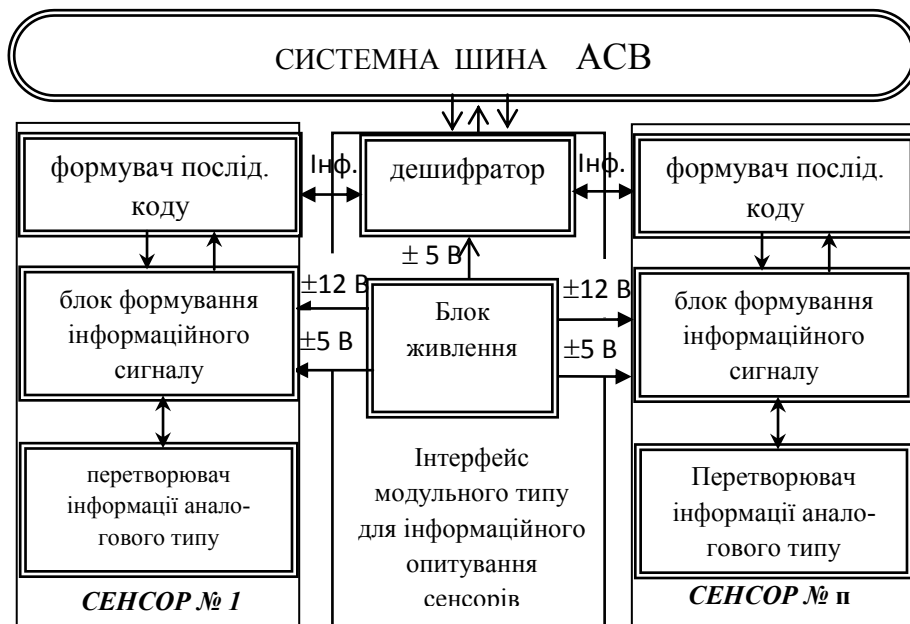


Рисунок 3 - Структурна схема інтерфейсу прийому-передачі інформації сенсорів автоматизованої вимірювальної системи (АВС)

Вимірювання вакуумметричного тиску проводиться з використанням відкаліброваного сенсора, який здатний забезпечити межі вимірювань від 0 до 100 кПа з похибкою не більше $\pm 0,6$ кПа та відтворюваністю $\pm 0,2$ кПа. Згідно ДСТУ 2681-94 клас точності – відсоткове відношення максимально допустимої похибки від діапазону тиску.

Точність сенсорів вакуумметричного тиску: абсолютна похибка отриманих показів не має перевищувати ± 2 кПа. Значення надлишкового тиску, як діагностичний параметр, вимірюється в межах від 0 до 100 кПа з похибкою, яка не перевищує ± 1 кПа [1].

Створення автоматизованої вимірювальної системи і системи керування пневмоелектромагнітним пульсоколектором доїльного апарата – один із етапів реалізації адаптивного функціонування технологічного процесу машинного доїння корів. При цьому технічна система повинна забезпечити достатній інтервал зміни конструкційно-технологічних параметрів, які б давали змогу варіювати ними в межах технологічних допусків без шкоди функціонуванню біологічної системи – корови і з раціональними характеристиками для АСУ ТП машинного доїння.

Бібліографічний список

1. Дмитрів В.Т., Красниця Б.С., Дмитрів І.В., Лаврик Ю.М. Мікропроцесорні модулі адаптивної кібер-фізичної системи процесу виробництва молока. *Вимірювання, контроль та діагностика в технічних системах* : Четверта міжнародна наукова конференція: ВКДТС-2017 (м. Вінниця, 31 жовтня – 2 листопада, 2017 р.). Вінниця: ПП «ТД«Едельвейс і К», 2017. С. 219-220. URL : <http://mpa.vntu.edu.ua/images/conference/conf2017/VCDTS%202017.pdf>

88. Н.Л. Ракова, к.т.н., доцент, Т.В. Бойко, к.т.н., доцент, А.С. Воробей, к.т.н., н.с. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», Ж.И. Пантелеева, старший преподаватель, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭТАПЫ ПОСТРОЕНИЯ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ В ПРИВОДЕ КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА

Вопросы совершенствования существующих и создания новых конструкций машин различного назначения с повышенной надежностью тесно связаны с решением задач по снижению динамической нагруженности в приводах их рабочих органов. Наибольшее применение в машинах получили приводы рабочих органов вращательного и колебательного движения. По техническим характеристикам последние существенно уступают первым, поскольку даже при установившемся движении им присущи знакопеременные инерционные силы колеблющихся масс. При введении в структуру привода с возвратно-поступательным движением рабочих органов упругого элемента (рекуператора энергии) можно построить в нем локальную динамическую колебательную систему (масса колеблющегося рабочего органа и звеньев механизма-преобразователя – упругий элемент) и разгрузить привод на фиксированном скоростном автоколебательном режиме (инерционные силы колеблющихся масс уравновешены упругими силами рекуператора), что дает возможность создать высокоскоростные приводы (при сохранении минимальных нагруженности и энергопотребления) повышенной надежности.

Автоколебательные системы - это системы в которых поступление энергии из источника не обладающего колебательными свойствами управляется самим движением системы. Период и размах колебаний не зависят от начальных условий. Для систем с одной степенью свободы характерно наличие на фазовой плоскости устойчивого предельного цикла, для которого любая фазовая траектория, начинающаяся в достаточно малой окрестности этого цикла, неограниченно к нему приближается. Движение механической системы, соответствующее предельному циклу, представляет собой установившиеся автоколебания.

В основном автоколебательных систем можно разделить на два вида. К первому относятся системы, для которых характеристики и свойства источников энергии не являются главными, в них величина порций энергии и их последовательность регулируются четко выделяемыми элементами такими, как клапаны и обратные связи. Примерами подобных систем являются ламповые генераторы, часовые механизмы, паровые машины с золотниковыми устройствами [1] и т.д.

К другому виду относятся автоколебательные системы, в которых отбор энергии от источника регулируется динамическими характеристиками - собственными частотами и формами колебаний,

коэффициентами затухания [2]. Каждое явление автоколебаний в этих системах связано с тем или иным физическим процессом. В качестве примеров можно указать на «флаттер» крыла и автоколебания типа «шимми». К этому же виду можно отнести системы, в которых развиваются фрикционные автоколебания вследствие нелинейной зависимости силы сопротивления (трения) от относительной скорости движущихся тел [3]. К таким системам относятся маятник Фроуда, подпружиненный груз, лежащий на быстро движущейся ленте.

В настоящее время интенсивно развиваются специальные разделы теории нелинейных колебаний, связанные с взаимодействием колебательных систем с источником энергии [4, 5]. Как показывают исследования [6], условия возникновения автоколебаний в приводе с колеблющимся рабочим органом определяются характеристикой двигателя и зависимостью силы сопротивления, действующей на рабочий орган, от его скорости.

При конструировании механических приводов с колебательным движением рабочих органов, работающих в автоколебательном режиме, необходимо решить следующие, характерные для таких систем, задачи:

- определить частоты и размахи установившихся автоколебаний;
- рассчитать мощность источника энергии и выбрать тип двигателя;
- исследовать устойчивость установившихся режимов движения с учетом характеристик двигателя и сил сопротивления;
- изучить переходные процессы (разгон привода) при приближении к установившемуся режиму;

Остановимся подробнее на вопросе касающемся исследовании устойчивости режимов движения с учетом характеристик двигателя и сил сопротивления [7,8].

Для организации работы привода в автоколебательном режиме необходимо его проектировать как колебательную систему, подвешивая рабочий орган к раме упругим элементом. Расчет основных параметров и динамических характеристик такой колебательной системы на стадии проектирования производится при следующих условиях:

- динамическая модель привода рассматривается в виде одномассовой колебательной системы;
- масса m такой модели представляет собой массу рабочего органа и приведенные к ней массы других колеблющихся звеньев привода;
- жесткость упругих элементов c определяется через массу m и частоту колебаний рабочего органа, обусловленную заданным технологическим процессом;
- для проектирования привода и расчета конструктивных параметров его элементов считается известным:

T - период колебаний рабочего органа, равный времени цикла выполнения технологического процесса;

A - размах колебаний рабочего органа;

F_c - среднее значение силы сопротивления.

Для того, чтобы установившийся режим движения привода был автоколебательным, необходима проверка его на устойчивость. Устойчивость зависит от вида характеристики двигателя и закона изменения силы сопротивления [6, 7]. С этой целью на рабочем режиме характеристику двигателя в первом приближении достаточно точно можно представить в виде линейной функции

$$M_{\ddot{a}a}(\dot{\varphi}_{\ddot{a}a}) = \dot{a} - \hat{a}\dot{\varphi}_{\ddot{a}a}, \quad (1)$$

где $a, \hat{a}$ - постоянные коэффициенты;

$\dot{\varphi}_{\ddot{a}a}$ - угловая скорость вращения вала двигателя.

Условием устойчивости привода в установившемся движении является выполнение неравенства [6, 7]

$$S + \vartheta > 0, \quad (2)$$

где $S = -\frac{dM_{\ddot{a}\ddot{a}}}{d\dot{\varphi}_{\ddot{a}\ddot{a}}}$ - крутизна характеристики двигателя;

$\mathcal{G} = \frac{dM_i^0}{d\dot{\varphi}_{\ddot{a}\ddot{a}}}$ - крутизна среднего момента сил сопротивления.

Для большинства двигателей постоянного тока и асинхронных (при $F_c = \text{const } \mathcal{G} = 0$), $S = \epsilon > 0$. Следовательно, $S + \mathcal{G} = \epsilon > 0$ и режим установившегося движения для указанных случаев будет устойчивым.

Выполняя последовательно все этапы построения колебательной системы, получим систему в которой несмотря на наличие силы сопротивления, в ней устанавливаются и поддерживаются незатухающие гармонические колебания за счет притока энергии со стороны источника энергии, не обладающего собственными колебательными свойствами, период и амплитуда колебаний не зависит от начальных условий, а определяется только свойствами самой системы. Это еще раз подтверждает, что данная система является автоколебательной. Данную автоколебательную систему можно построить в приводах грохотов картофелекопателя, системы очистки зерноуборочного комбайна, режущих аппаратов косилок, значительно снизив динамическую нагруженность и повысив надежность системы.

Литература

1. Анапов Г.Д. Кинематика пространственных шарнирных механизмов сельскохозяйственных машин. – М.–Л.: Машгиз, 1963. – 65 с.
2. Бойко Л.И., Мартыненко М.Д., Савчук В.В. О движении механизма привода ножа жатки // Весці Акадэміі Навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1995. – № 1. – С. 26-29.
3. Докукова Н.А., Мартыненко М.Д., Бойко Л.И., Щетко В.В. Исследование динамики приводов с колебательным движением рабочего органа с не-идеальным источником энергии // Повышение технического уровня, надежности и долговечности машин: Тез. докл. науч.-техн. конф. – Мн., 1990. – С. 83-84.
4. Бабицкий В.И. Принципы динамического гашения колебаний // Вибрации в технике. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – С. 326-365.
5. Бойко Л.И., Мартыненко М.Д., Савчук В.В. О движении механизма привода ножа жатки // Весці Акадэміі Навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1995. – № 1. – С. 26-29.
6. Босой Е.С. Скоростной беспальцевый режущий аппарат уборочных машин // Сельхозмашины. – 1950. – № 8. – С. 1-6.
7. Бойко Л.И., Гоман А.М., Ракова Н.Л. Создание высокоэффективных приводов колеблющихся рабочих органов машин, работающих в автоколебательном режиме // Весці Нацыянальнай Акадэміі Навук Беларусі. Сер.фіз.-тэхн. навук. – 2002. – №1 – С. 27-30.
8. Бойко Л.И., Гоман А.М., Чигарев Ю.В., Бойко Т.В., Ракова Н.Л. Научные основы формирования динамической нагруженности и разработки концепции ее снижения в приводах колеблющихся рабочих органов машин // Весці Нацыянальнай Акадэміі Навук Беларусі. Сер.фіз.-тэхн. навук. – 2003. – № 2 – С. 23-32.

89. Д.И. Комлач, заместитель генерального директора по внедрению и испытаниям РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», А.С. Воробей, к.т.н., н.с. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», Н.Л. Ракова, к.т.н., доцент, Т.В. Бойко, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет
МЕХАНИЗИРОВАННАЯ УБОРКА КАПУСТЫ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

Капуста является одной из популярных овощных культур возделываемых в Беларуси. Она содержит целый комплекс питательных веществ и витаминов. Пищевая ценность продукта включает высокое содержание в нем белков, жиров, углеводов, пищевых волокон, органических кислот, витаминов и микро- и макроэлементов. В составе овоща присутствуют глюкоза и фруктоза, которые считаются легкоусвояемыми углеводами. Они способствуют насыщению организма энергией. В продукте содержится полный комплекс витаминов группы В, А, С, Е, К, РР и U.

Около 80 сельскохозяйственных предприятий нашей страны на площади более 2000 га. специализируются на ее выращивании [1]. При этом отличительной особенностью выращивания белокочанной капусты является большая трудоемкость уборки урожая, на которую приходится около 60% всех трудозатрат [1].

Низкий уровень механизированных работ по возделыванию и уборке капусты объясняется высокой стоимостью импортных машин. Этот пробел восполнит отечественный капустоуборочный комбайн КПК-1, который разработан в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» (рисунок 1).



Рисунок 1 – Капустоуборочный комбайн КПК-1

Комбайн предназначен для уборки одного рядка капусты кочанной, возделываемой на междурядьях 70 см, на ровных и профилированных поверхностях, с доработкой кочанов в процессе уборки до товарного вида и погрузкой в контейнеры или транспортные средства, движущиеся параллельно комбайну. Комбайн производит отбраковку нестандартных мелких кочанов. Частичная доработка кочанов производится оператором.

Техническая характеристика

Тип комбайна	полунавесной
Количество убираемых рядков, шт	1
Рабочая скорость движения, км/ч	1-2,5
Количество обслуживающего персонала по профессиям, чел.:	
- тракторист	1
- оператор	1-2
Масса комбайна, кг не более	3000
Производительность за 1 час основного времени, на, не менее	0,14
Удельный расход топлива, кг/га, не более	42
Полнота уборки, %, не менее	97
Повреждение стандартных кочанов, %, не более (по массе)	2

Комбайн состоит из рамы, срезающего аппарата, листоотделителя, переборочного стола, выгрузного транспортера, опорных колес, отбойных барабанов, платформы для сортировщиков, гидросистемы, электрооборудования, тормозной системы.

Отличительной особенностью белорусской машины является наличие автономной гидравлической системы, а также отказ от дорогостоящих редукторов и использование гидромоторов. Для более качественного среза кочана и минимального его травмирования, комбайн

оснащен системой контроля синхронного движения трактора, стропного и теребильного транспортеров – одних из главных рабочих органов машины.

Применение капустоуборочного комбайна КПК-1 при урожайности 50 т/га позволит заменить более 40 человек.

Литература

1. Государственная программа развития аграрного бизнеса в Республике Беларусь на 2016-2020 годы: утверждена постановлением Совета Министров Республики Беларусь 11.03.2016 № 196.– Минск, 2016.– 96с.

90. Т.В.Бойко, к.т.н., доцент, Н.Л.Ракова, к.т.н., доцент, А.С. Воробей, к.т.н., н.с. .РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», Д.Н. Бондаренко, Белорусский государственный аграрный технический университет

АНАЛИЗ РАБОТЫ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА СИСТЕМЫ ШУМАХЕРА

Физико–механические свойства материала являются технологическими и определяют геометрию ножа и характер процесса срезания.

На ход процесса резания, величину требуемого усилия и качество среза оказывают влияние многие факторы: физико-механические свойства материала растений, скорость движения ножа, величина зазора в режущей паре, угол заточки сегментов и противорежущих пластин, заострение лезвий, угол между направлением ножевого сегмента и направлением движения машины, угол между режущим и противорежущим лезвиями [1].

На качество среза растений, усилие сопротивлению срезу существенно влияет скорость резания.

Совершенствование широко распространенных в мировой практике режущих аппаратов с колебательным движением ножа идет по пути повышения качества среза растений, производительности, надежности и долговечности. В решении названных задач уже достигнуты существенные успехи. В последнее время широкое применение получил сегментно-пальцевый режущий аппарат системы Шумахера (рисунок 1а, б), который предназначен для срезания стеблей зерновых, зернобобовых, трав и др. культур [2].

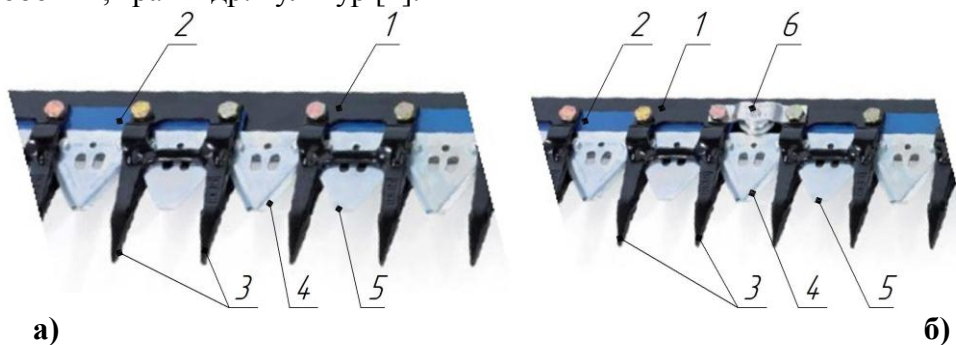


Рисунок 1– Режущий аппарат системы Шумахера

а – общий вид режущего аппарата системы Шумахера без направляющего ролика;

б – общий вид режущего аппарата системы Шумахера с верхним направляющим роликом ;

1 – неподвижный брус с пальцами; 2 – нож секционный; 3 – пальцы с противорежущими кромками; 4, 5 – сегменты с режущей кромкой сверху, снизу; 6 – направляющий ролик верхний.

Сегментно-пальцевый режущий аппарат состоит из пальцевого бруса 1 подвижного ножа 2, совершающего возвратно-поступательное движение под действием механизма привода. Основной конструктивной особенностью режущего аппарата системы Шумахера является расположение сегментов 4,5 (рисунок 1а,б) ножа с ориентацией скоса режущей кромки поочередно вверх и вниз. Противорежущие кромки на спаренных пальцах 3 находятся сверху и снизу. Поочередное направление скоса режущей кромки сегментов способствует лучшему удержанию стеблей в процессе резания и препятствует затягиванию массы в зазор режущих пар.

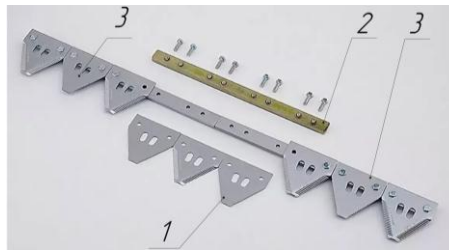


Рисунок 2– Секционный нож

1 – сегменты; 2 – пластина соединительная; 3 – секция ножа.

Сегменты режущего аппарата изготавливаются и упрочняются специальными методами и крепятся с помощью заклепок. Нож изготавливается секционным (рисунок 2), в местах стыка секции 3 соединяются сегментами 1 и специальными соединительными пластинами 2. Сдвоенный палец состоит из трех штампованных частей и имеет твердые, износостойкие рабочие поверхности. Такой режущий аппарат работает по принципу двухподпорного среза.

Привод ножа осуществляется надёжным планетарным механизмом (рисунок 3), который позволяет обеспечить прямолинейный ход ножа, тем самым исключить биение и вибрацию, разрушительно действующую на раму жатки, увеличить число ходов ножа до 1120-1200 в минуту и повысить производительность.

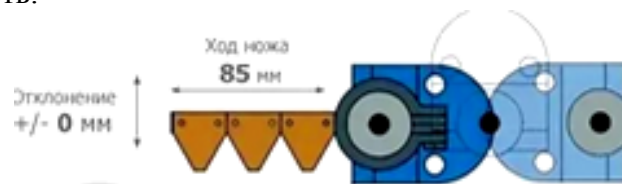


Рисунок 3– Привод ножа планетарным редуктором

При движении ножа лезвия одного сегмента образуют режущую пару с нижней противорежущей кромкой пальца, а лезвие соседнего – с верхней противорежущей кромкой пальца. Суммарный зазор в режущих парах (нижняя часть пальца – сегмент и сегмент – верхняя часть пальца) не превышает толщины сегмента [3], за счет точного изготовления сдвоенных пальцев.

Надежность среза растений режущим аппаратом зависит от величины зазора между лезвиями сегментов и противорежущих кромок пальца, и от физико-механических свойств растений. В данном режущем аппарате имеется зазор равный толщине сегмента, поэтому срез может сопровождаться изгибом стебля. Усилие $P_{из}$ сопротивления стебля изгибу, действующее в плоскости лезвия сегмента при наличии зазора выражается формулой 1 [4].

$$P_{из} = \frac{3EI f}{a^2(H + a)}, \quad (1)$$

где EI – жесткость стебля;

f – стрела прогиба;

H – установочная высота среза;

a – зазор между лезвиями сегмента и противорежущими кромками пальца.

Из зависимости следует, что при увеличении зазора и высоты установки режущего аппарата при малой жесткости стебля усилие сопротивления изгибу уменьшается и в определенный момент усилия необходимого для среза растений будет недостаточно для перерезания стебля и он окажется затянутым в зазор.

Так как жесткость растений по длине стебля непостоянна, а увеличивается к основанию, то качественный срез будет происходить при малой высоте установки режущего в пределах 5...10 см для трав. В момент затягивания стебля может происходить и двойной срез, который не лучшим образом повлияет на качество среза, так как часть сегментов с лезвия имеют верхнюю насечку, то на них будет частично зависеть масса от двойного среза и затуплять лезвия сегментов.

Наоборот, при срезе растений, с прочно закрепленными в почве стеблями, врезавшийся в них сегмент удерживается от поступательного движения и пригибается вниз, увеличивая сопротивление срезу и трение, ведущее к ослаблению крепления и поломке пальцев. Однако в режущем аппарате системы Шумахера сегменты установлены параллельно плоскости пальца, такое расположение более благоприятно в отношении износа лезвий особенно сегментов с насечкой. На жатках шириной захвата более 6 м для решения этой проблемы были установлены верхние направляющие

ролики 6 (рисунок 1б) через каждые 30 см (для ширины захвата 6 м) и нижние – более 6 м для поддержания параллельности плоскостей сегмента и пальца.

Насеченные лезвия имеют больший коэффициент трения по стеблям, а это в свою очередь позволяет увеличить угол между лезвием и направлением движения и составляющую скользящего резания. Недостатком применения лезвий с насечкой сверху на сплошных ножах состоит в том, что их не точат, так как заточка ножей жаток требует много времени и приспособлений, преимуществом режущего аппарата системы Шумахера является секционность ножа, и как следствие возможность заточки лезвий сегментов с насечкой сверху и снизу.

Для снижения потерь корма и усилий на срез устанавливают минимальную высоту среза в зависимости от физико-механических свойств растений.

При уборке толстостебельных и высокоурожайных культур целесообразно использовать режущие аппараты системы Шумахера с направляющими роликами.

Литература

1. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. - М.: Машиностроение, 1967.-167с.
2. [https:// yandex by](https://yandex.by).
3. Алдошин Н.В., Дидманидзе Р.Н. Управление процессами кормопроизводства с неопределенным временем выполнения работ // Международный технико-экономический журнал. 2012. №1.с.65-70.
4. Попов И. Ф. Машины для уборки трав на сено. - М.: Машгиз, 1958. с.32-33.

91. П.М. Ярошенко, Сумський національний аграрний університет

ПРО СІВБУ КУКУРУДЗИ СУЧАСНИМИ СІВАЛКАМИ

Серед усіх культурних рослин, що вирощуються у світі, кукурудза поряд із іншими зерновими займає одну з провідних позицій. До того ж слід зауважити, що за останні роки врожайність кукурудзи порівняно з іншими культурами в Україні сягнула найвищої позначки, а порівняно з початком 90-х вона зросла майже в два рази. Провідна роль у цьому належить селекційному прогресу у розвитку та врожайності кукурудзи, який неухильно просуває цю культуру дедалі вище у рейтингу найуспішніших культур для вирощування.

В Україні посівні площі під кукурудзою становлять понад 4 млн. га. В українських господарствах кукурудзу вирощують на полях із різними технологіями і системами обробітку ґрунту – традиційною, консервувальною, мульчувальною, mini-till, no-till, strip-till.

Відповідно до агротехнічних вимог оптимальна глибина загортання насіння кукурудзи у Лісостепу на Сумщині – 4...6 см. Рекомендована густота рослин у період збирання врожаю кукурудзи на зерно у зоні Лісостепу – 80...90 тис. шт./га.

Ефективність вирощування та врожайність кукурудзи значною мірою залежить від якості та продуктивності сівалок, які повинні забезпечити наступні показники якості роботи: відхилення норми висіву насіння кукурудзи – $\pm 5...8\%$; допустиме відхилення глибини загортання насіння – $\pm 0,5...1$ см; відхилення ширини стикових міжрядь – ± 5 см, основних – ± 1 см; відхилення осьової лінії рядка на довжині 50 м – не більше 5 см. Пошкодження насіння не повинно перевищувати 1,5%. Відхилення від заданої глибини загортання насіння не має перевищувати ± 1 см. Сівалки повинні розміщувати насіння у рядках на однакових заданих відстанях із можливим відхиленням від розрахункових $\pm 10\%$. В заданому інтервалі з допустимими відхиленнями повинно бути не менше 65 % при нормі сівби до 45...80 тис. шт. га. Відхилення від заданої норми висіву насіння не повинно перевищувати 8% при нормі висіву насіння вище 60 тис. шт./га. Відхилення сівби мінеральних добрив від норми не повинно перевищувати 10 % [1].

Ширина поворотних смуг на кінцях гону повинна бути рівною трьом-чотирьом захватам агрегату. Після сівби поле вирівнюють і прикочують.

Сошники сівалок повинні забезпечувати загортання мінеральних добрив на 2...3 см глибше від насіння і зміщених вбік на 3...5 см від рядка. Огріхи і незасяні поворотні смуги не допускаються.

Для сівби використовують насіння тільки першого класу, попередньо протруївши їх ядохімікатами. Загальна тривалість посівної не повинна перевищувати 5...6 днів. Сівбу на одному полі необхідно закінчувати за 1...2 дні. Норму висіву насіння і добрив, глибину загортання насіння встановлюють в кожному окремому випадку фахівці господарства у відповідності з зональними рекомендаціями і конкретними умовами.

Насіння загортають на точно однакову глибину і обов'язково у вологий шар ґрунту.

В Україні насіння кукурудзи висівають за допомогою просапних сівалок точного висіву, посівні модулі яких можуть проводити пунктирну сівбу з міжряддям 70 см. Просапні сівалки виготовляють за принципом блочно-модульної конструкції. Вони складаються з рами, до якої прикріплено висівний модуль із механізмом приводу. Висівні модулі приєднуються до рами за допомогою паралелограмного механізму, який забезпечує копіювання мікрорельєфу поля та автономне налаштування на визначену глибину загортання насіння.

Модулі сівалок для сівби насіння кукурудзи складаються із бункера висівного апарату та ґрунтообробних і загортальних робочих органів.

Просапні сівалки комплектуються висівними модулями з механічними і пневматичним висівними апаратами. Фірми-виробники встановлюють на сівалках пневматичні висівні апарати двох типів – з надлишковим тиском або вакуумні.

З метою забезпечення рослин поживними елементами на ранніх стадіях росту і розвитку культури, більшість компаній оснащують сівалки туковисівними апаратами для прикореневого внутрішньо ґрунтового внесення мінеральних добрив, а також пристроями для внесення рідких добрив, пестицидів і аплікаторами для внесення гранульованих мікродобрив [2].

До сучасної сівалки для сівби просапної культури ставлять наступні вимоги:

- сівалка повинна чітко витримувати оптимальні міжряддя для культури особливо стикові;
- сівалка повинна чітко і рівномірно розміщувала насіння в рядку;
- сівалка повинна легко налаштовуватися на потрібну норму висіву. Вона має ідеально повторювати рельєф поля і класти насіння на однакову глибину;
- сівалка повинна створювати необхідний тиск на кожному сошнику для проведення якісної сівби у твердий та мінімально оброблений ґрунт;
- сівалка повинна якісно проводити сівбу з одночасним внесення мінеральних добрив за будь-якої кількості рослинних решток на полі;
- сівалка має бути обладнана надійною сигналізацією та системою контролю всіх необхідних параметрів процесу сівби;
- бункери сівалок повинні мати такі завантажувальні отвори, щоб витратити мінімум часу на заповнення добривом та насінням;
- сівалка повинна агрегатуватись з сучасним недорогим трактором відповідної потужності, не висуваючи при цьому до нього особливих вимог.
- сівалка повинна рівномірно вносити стартові мінеральні добрива навіть при зміні швидкості, на початку та в кінці руху.
- сівалка повинна мати такі робочі органи, які б забезпечили звільнення рядків сівби від рослинних решток та прогрівання насіння для скорішого його старту.

Сучасна сівалка для сівби кукурудзи закордонного виробництва обов'язково має систему GPS. Блоком управління сівалки є монітор з акселерометром, який вимірює вертикальний рух висівної секції і у разі виявлення нетипових відхилень чи вібрацій моментально сигналізує оператору. Монітор з'єднаний з сівалкою через CAN-шину, має власну антену для відслідковування положення сівалки на полі, формує карту поля та дає сигнал на відключення секцій при наїзді на вже засіяну площу. Також по карті поля можна перевірити сходи, адже кожна рослина після посіву має свої GPS-координати. Додатково доступна можливість передачі інформації з монітору на сервер, звідки можна в режимі реального часу контролювати роботу оператора та стан посіву. Точний контроль висіву здійснюється за допомогою датчиків насіння, встановлених на кожному сошнику.

На деяких моделях сучасних сівалок для кукурудзи встановлюють високочутливі сенсори, які при посіві в реальному часі здійснюють сканування ґрунту більше як 100 разів в секунду, визначаючи: температуру ґрунту, вологість, вміст рослинних решток та чистоту борозни, тип ґрунту. Це дає можливість відслідковувати температури та вологості ґрунту на глибині посіву в режимі реального часу. Адже посів у ґрунт з недостатнім рівнем вологи чи низькою температурою напряму впливає на якість сходів.

Виробники сучасних сівалок випускають продукцію на будь-який смак і гаманець. Вибрати є з чого. Але спочатку необхідно самому визначитись що, де і скільки буде засіяно не тільки в цьому році, а і в найближчі 5-6.

1. Индустриальная технология производства кукурузы. 2-е изд., с изм. / Сост. Н.В. Тудель. – К.: Урожай, 1985. – 280 с.
2. agro-business.com.ua.

92. О.В.Семерня, Сумський національний аграрний університет

**АНАЛІЗ УМОВ ПРАЦІ ПО КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ РОБОЧИХ МІСЦЬ ОПЕРАТОРІВ
СУЧАСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

Сільськогосподарське виробництво в галузі рослинництва потребує сьогодні нових технологій, сучасного обладнання та техніки з високою продуктивністю.

Складність сучасної техніки та її високі робочі швидкості пред'являють підвищені вимоги до працездатності операторів.

Проблеми умов праці й здоров'я працівників завжди посідали вагоме місце в державних стратегіях країн Європейського Союзу, США та Канади. Світова спільнота приділяє постійну увагу гігієні та охороні праці робітників аграрної галузі, що зокрема, знайшло відображення більш ніж у 30-х конвенціях МОП і багатьох рекомендаціях цієї, провідної у нормуванні праці, організації.

Провести аналіз умов праці по комфортабельності в кабінах сучасної сільськогосподарської техніки.

Одним з важливих показників технічного рівня сучасних тракторів є забезпечення безпеки праці операторів шляхом створення у кабінах необхідного мікроклімату і виконання при цьому санітарних норм по очищенню повітря на робочому місці.

У багатьох фірмах виробниках сільськогосподарської техніки умови та безпека праці операторів, розглядається не як вимога суспільства про збереження здоров'я громадянина, а як основна мета підприємства на рівні з комерційним успіхом.

Важливе значення для комфортабельності кабіни при виконання механізованих робіт у сільському господарстві мають такі мікрокліматичні та ергономічні показники:

- температурний режим, відносна вологість, швидкість руху повітря, температура радіаційного випромінювання, а також температура внутрішніх огорожень кабіни;
- запиленість та загазованість повітря у кабіні;
- відмінний огляд робочої зони;
- зручність роботи, а саме зручність робочої пози механізатора, раціональність компонування приладів керування, величини і спрямованості робочих зусиль;
- зручність сприйняття інформації;
- ефективність слухової, зорової та іншої інформації, сигналізації, оформлення шкал, ергономічної обґрунтованості кольору згідно з психофізіологічними вимогами;
- зручність обслуговування;
- простота профілактичної підтримки працездатності агрегату (зручність і безпека обслуговування, відповідність вимогам технічної гігієни);
- комфортність перебування на робочому місці;
- обладнання кабінами класу “Люкс”;
- подальше розширення застосування електронних систем управління трактором;
- застосування автоматичних систем водіння з використанням навігаційних супутників;
- наявність сприятливих умов праці механізатора (зручність розташування приладів і органів керування, ефективність роботи систем вентилявання, освітлення, низькі рівні шуму і вібрації тощо).

В останні роки в умовах стабілізації ринку підвищились вимоги до якості і комфортності тракторів, що знайшло відображення в оновлених і модернізованих конструкціях. Фірми використовують досконалі технологічні процеси і нове обладнання, часто не зупиняючись перед заміною ще працездатних технологічних ліній.

Удосконалюються всі системи трактора, які зменшують його навантаження (електрогідрокерування, пневмопідсилювачі тощо), шум на робочому місці (косозубі зчеплення в трансмісії, ізолюючі матеріали та ін.), вібрацію (пневмопідресорювання сидіння, еластичне підвищення кабіни) [1-3].

Поєднання підвіски ходової частини, кабіни та комфортне сидіння забезпечують умови праці механізатора в полі на рівні автомобіля. Якісна еластична підвіска кабіни забезпечує задовільні умови праці в умовах, якщо використання загальної амортизації недопустиме під час роботи з сільськогосподарськими машинами великої маси чи великої енергоємності. Для забезпечення комфортних умов вдосконалюються також сидіння, виготовленням яких все частіше займаються спеціалізовані підприємства. Так, фірма Grammer AG виготовляє сидіння підвищеної комфортності з максимально можливими рівнями регулювань і навіть з системою контролю рівня вібрації.

Передумовами до обмеження рівня шуму стали досягнуті рядом фірм успіхи в підході до "комфортабельного порогу", адекватному ізоляції салонів сучасних тракторів. Немало уваги приділяється зменшенню рівня вібрації та плавності ходу.

Для покращення огляду з місця водія тракторобудівники йдуть на досить радикальні заходи: скошення капота на рівні крил передніх коліс, горизонтальне розміщення двигуна під кабіною ("Фендт"-GTA/"Ксілон") і навіть пересування кабіни ("Клаас Ксеріон"). Це дозволяє збільшити річне завантаження трактора і зменшити експлуатаційні витрати [4, 5]. Фірма Gony Deere використовує систему автоматичного контролю температури повітря в кабіні, а також систему очищення повітря вугільними фільтрами, що зменшує дію пестицидів. Для поліпшення огляду робочої зони, площу скління збільшили до 5,2 м² та встановили акустичний бар'єр і високоякісні тришарові віконні і дверні ущільнювачі, які захищають від сторонніх шумів. Сходи легко піднімаються і опускаються при включенні стоянкового гальма, ведуть до просторого входу. Електронне облаштування автоматичної підтримки швидкості руху на додаток до ножних педаль газу і гальма знижує навантаження на оператора. Органи управління зручно розташовані в логічній послідовності. Чотири роздільних дисплея з кнопками управління зручно розташовані на правій вертикальній стійці кабіни. Управління штангою, колією і тиском розпилення знаходяться фактично під рукою, що значно спрощує точне обприскування.

У компанії Berthoud вся робота конструкторів спрямована на поліпшення і вдосконалення кабін самохідних оприскувачів, яка захищає оператора від потрапляння всередину хімічних препаратів. В оприскувачах Berthoud надійність і комфорт поєднуються з потужністю приводу, маневреністю, зокрема при розвороті, високою продуктивністю зі збереженням високої якості розпилення.

Компанією HORSCH Leeb розроблений самохідний оприскувач HORSCH Leeb PT 330 із урахуванням всіх стандартів щодо безпеки експлуатації і впливу шкідливих речовин на оператора. Щоб уникнути впливу шкідливих речовин, оператор контролює всі процеси обприскування і очистки системи повністю з робочого місця в кабіні [6, 7].

Вимоги до вдосконалення комфортабельності показників тракторів стають все більш жорсткими, а сама можливість виходу на ринок залежить від ступеня відповідності конструкції міжнародним та національним вимогам. В числі першочергових законодавчих обмежень є нормування умов праці на робочому місці оператора сільськогосподарської техніки та зведення до мінімуму показників виробничого травматизму та професійних захворювань.

Літературні джерела:

1. Голубева Ю.В. Автоматизированные средства нормализации микроклимата в кабинах мобильных сельскохозяйственных агрегатов: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01, 05.13.06. М., – 116 с
2. Семерня О.В. Моніторинг умов праці оператора сучасної сільськогосподарської техніки // Вісник СНАУ серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів» випуск 6 (33), 2018; Суми.
3. Семерня О.В. Дослідження впливу несприятливих умов праці на працездатність оператора самохідних сільськогосподарських машин та тракторів // Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції. Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу с.г. машин і знарядь. (28-29 березня 2018 року).- Житомир, 2018.-С.242-244.
4. ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.
5. ISO/TS 14505-1:2007 Ergonomics of the thermal environment. Evaluation of thermal environments in vehicles. Part 1: Principles and methods for assessment of thermal stress.
6. ГОСТ 12.2.019-2015 Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности.

7. ГОСТ 12.2.120-2015 Система стандартов безопасности труда. Кабина и рабочие места операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования безопасности.

93. М.В. Горовий, Ю.О. Прокопенко, Роменський коледж Сумського національного аграрного університету

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ПРИ ЗБИРАННІ ОЗИМА ПШЕНИЦІ.

При вирощуванні сільськогосподарських культур велику роль відіграє технологічний процес їх збирання. З кожним роком на полях України зростає кількість зернозбиральних комбайнів закордонного виробництва. Серед лідерів виробників які пропонують нові машини на наш ринок це фірми: «John Deere», «Claas», «New Holland», «Case IH», «Massey Ferguson». В таких умовах виникає питання вибору.

Зернозбиральні комбайни більшості іноземних фірм є універсальними. Ними можна збирати врожай практично всіх зернових і олійних культур, а також насінники трав, насіння дрібнонасінних культур (ріпаку, проса тощо). Відповідно до потреб господарств, виробники випускають комбайни з потужністю двигунів 150-600 к. с., що за технологічною схемою обмолочування й сепарації хлібної маси можна розділити на три основні типи: класичні, роторні та комбіновані. У нових комбайнах збільшуються як основні параметри (ширина захвату жаток до 12 м, потужність двигуна до 600 к. с., ємкість бункера до 14 000 л), так вдосконалюються молотильно-сепаруючі пристрої (МСП), електронні системи контролю й налаштування технологічного процесу, системи автоматичного водіння та синхронізації при перевантаженні зерна в рухомі транспортні засоби, пристрої для збирання незернової частини врожаю [1].

Таблиця 1

Основні технічні характеристики досліджуваних машин

	ПАРАМЕТР	John Deere S680i	CASE IH 8230	New Holland CR9.80	Claas Lexion 760	Massey Ferguson MF T7
ДВИГУН	Тип двигуна	PowerTech	Cursor 13 FPT	Cursor 13 FPT	Caterpillar C13	AGCO Power 98AWF
	Кількість циліндрів, шт.	6	6	6	6	7
	Об'єм двигуна, см ³	13 500	12 900	12 900	12 500	9 800
	Номинальна потужність, к. с.	473	476	489	431	375
	Максимальна потужність, к. с.	540	516	530	461	451
РОТОР	Розташування ротора	Повздовжнє	Повздовжнє	Повздовжнє	Повздовжнє	Поперечне
	Кількість роторів, шт.	1	1	2	2	1
	Діаметр, мм	762	762	559	445	762
	Довжина, мм	3 124	2 623	2 638	4 200	2 235
	Частота обертання, об/хв.	380 - 1000	220 - 1180	200 - 1050	360 - 1050	336 - 900
СЕПАРАЦІЯ	Частота обертання з редуктором, об/хв.	210 - 550			166 - 483	180 - 480
	Площа основного підбарання, м ²	1,1			1,06	0,61
	Площа обмолоту та сепарації, м ²	1,54	2,98	3,06	4,45	3,89
	Загальна площа системи очищення, м ²		6,5	6,54	5,1	4,99
	Швидкість обертання вентилятора об/хв.	620...1350	300...1150	200 - 1050	640 - 1660	1250
БУНКЕР	Система домолоту	EvenMax – Активне повернення недоомолоту з додатковим бітером	Трьохбарабанный механізм	Roto-Tresh – двойна	Неавтономна, повного циклу	Двоступенева
	Ємність зернового бункера, м	14 100	12 330	12 500	11 000	13 743
ПАЛИВНИЙ БАК	Швидкість вивантаження, л/сек.	135	113	126	130	141
	Місткість, л	1 250	1 000	1 000	1 150	870

На базі СТОВ «Пальміра» ТОВ «Кернел Трейд» були проведені випробування зернозбиральних комбайнів: Case IH Axil Flow 8230 + Case IH 3020 Flex, Massey Ferguson MF T7 + Massey Ferguson 8200, John Deere S680i + John Deere 630f, Claas Lexion 760 + Claas Cerio 930, New Holland CR9.80 + New Holland 740CF-30'DD. Метою яких було визначити якісні показники та дослідити експлуатаційні характеристики зернозбиральних комбайнів при збиранні ранніх зернових (озима пшениця), продуктивності комбайнів та фактичну витрату пального також порівняти якість роботи досліджуваної зернозбиральної техніки із зернозбиральною технікою що використовується у господарстві - John Deere S680i [3].

Потужність випробуваних зернозбиральних комбайнів перебуває в діапазоні – 451–540 к.с., довжина молотарки – 2235–4200 мм, діаметр молотильного ротора – 559–762 мм, частота

обертання ротора – 200–1050 об/хв (з редуктором 166–180 об/хв) площа обмолоту та сепарації – 1,54 –4,45 м², очищення – 4,99–5,54 м², місткість зернового бункера – 11,0–14,1 м³, місткість паливного бака – 870–1250 л.

Самим потужним є комбайн John Deere S680i, у нього ж сама більша місткість бункера (14,1 м³). Найменш потужний є комбайн Massey Ferguson MF T7.

Таблиця 2

Результати витрат пального згідно хронометражних даних.

ТОП	Комбайн + жатка	Швидкість руху, км/год	Оброблена площа, га	Оберти двигуна, об/хв	Кількість використаного пального, л	Витрата пального, л/га	Урожайність, ц/га
1	Massey Ferguson MF T7 + Massey Ferguson 8200	4,0	18,70	2120	317	16,95	7,10
		3,8	9,46	2120	200	21,14	7,40
	Середнє значення:	3,9	28,16			19,05	7,25
2	Claas Lexion 760 + Claas Cerio 930	4,0	5,66	2000	110	19,43	Н/Д
		4,5	4,68	2000	92	19,66	Н/Д
	Середнє значення:	4,3	10,34			19,55	
3	John Deere S680i + John Deere 630f	5,2	17,15	2050	319	18,60	7,07
		5,0	9,29	2050	191	20,56	7,36
	Середнє значення:	5,1	26,44			19,58	7,22
4 (а)	CASE IH Axil Flow 8230 + CASE IH 3020 Flex	3,5	16,77	1950	369	22,00	6,90
		4,0	9,41	1950	235	24,97	7,20
	Середнє значення:	3,8	26,18		604	23,49	7,05
4 (б)	CASE IH Axil Flow 8230 + CASE IH 3020 Flex	3,5	5,95	2100	124	20,84	5,30
		4,0	4,72	2100	104	22,03	7,20
	Середнє значення:	3,8	10,67		228	21,44	6,25
5	New Holland CR9.80 + New Holland 740CF 30'DD	4,0	6,37	2100	189,4	29,73	6,40
		5,2	5,75	2100	125	21,74	5,80
	Середнє значення:	4,6	12,12		314,4	25,74	6,10

Найбільш економічно працювали комбайни Massey Ferguson MF T7 (витрата палива 19,05 л/га) та Claas Lexion 760 (витрата палива 19,55 л/га). Найвища витрата палива в комбайна New Holland CR9,80 (25,74 л/га).

Літературні джерела:

1. <http://www.agrobusiness.com.ua> [Електронний ресурс] : [Інтернет-портал]. – Електронні дані. – [журнал "Агробізнес Україна", 2008-2018]. – Режим доступу: www.agrobusiness.com.ua (дата звернення 10.09.2018). – Назва з екрана.
2. Технічні характеристики зернозбиральних комбайнів. URL: <https://jupiter9.com.ua> (дата звернення: 12.10.2018).
3. Звіт випробовування зернозбиральних комбайнів. URL: <http://openagribusiness.kernel.ua/#our-services> (дата звернення: 12.10.2018).

94. О.М. Калнагуз, Ю.О. Прокопенко, Роменський коледж Сумського національного аграрного університету

ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ РОБОТУ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ

На роботу різального апарату впливають такі основні фактори: технологічні властивості рослин, проміжок у різальній парі, гострота леза, стан різальної грані, швидкість різання, густина стеблостою та інші.

Технологічні властивості рослин характеризуються їх біологічними властивостями. Стебла найчастіше мають трубчасту форму, різну міцність і пружність. Міжвузля збільшують жорсткість стебел.

Діаметр стебла сіяних трав становить 2–3 мм, а степових – 0,4 мм. Діаметр стебел зернових культур дорівнює 3–5 мм, площа перерізу в нижній частині за відрахуванням порожнини коливається в межах 0,4–0,6 мм².

Коефіцієнт тертя стебел залежить в основному від вологості. Для пшениці при ковзанні по шліфованій сталі він дорівнює 0,25–0,35.

Висота стебел пшениці і жита в середньому становить 0,70–1,60 м, довжина колоса 6–9 см. Центр тяжіння рослин, яка зрізується, у зернових знаходиться у верхній частині, у бобових – у середній, а в степових трав – внизу.

Як бачимо, один і той самий різальний апарат під час збирання різних культур буде характеризуватися різною якістю роботи. Тому його слід налагоджувати відповідно до властивостей культур, які збираються.

Гострота леза сегмента визначається товщиною різальної кромки, яка залежить від кута заточення. Кут заточення становить 19°–25°, а товщина леза сегмента 25–30 мкм. Чим гостріше лезо, тим вища різальна здатність сегмента і якість зрізу рослин. Чим гостріше лезо, тим більший питомий тиск у зоні зрізу стебла воно здійснює і тим менше зусилля потрібно для процесу різання [1, 2].

Сегменти вважаються придатними для використання, поки товщина різальної кромки не збільшиться до 80 мкм у разі збирання трав і до 120–130 мкм у разі збирання зернових культур. Це відбувається після 300 000 зрізів сегментами, що відповідає 3–4 годинам роботи.

Різальні кромки сегментів можуть бути гладенькими або насіченими. Насічка може бути верхньою або нижньою. Насічені сегменти значно краще запобігають висковзуванню стебел, коли їх підводять до протирізальної пластини і защемлюють в різальній парі. Звичайно насічку роблять з відстанню в 2–3 рази меншою, ніж діаметр стебла. Тому для сегментів косарок відстань насічки обирають в межах 0,2–0,3 мм, для сегментів зернових жаток – 1–1,2 мм.

Сегменти з верхньою насічкою менше затягують частини рослин у проміжки різальної пари, ніж сегменти з нижньою. Але останні можна поновлювати за допомогою заточування. Сегменти з насічками порівняно з гладкими для зрізування стебел (особливо злакових) потребують значно більших зусиль і витрат енергії.

Проміжок встановлюють, виходячи з умов відсутності вигину і затягування стебел, що зрізуються, та забезпечення мінімального тертя.

Для сегментів і протирізальних пластин з насічкою сегменти встановлюють таким чином, щоб останні не обпиралися на протирізальні пластини, у передній частині мали проміжок близько 0,3 мм, а в задній – близько 1,0 мм.

Для сегментів і протирізальних пластин без насічок сегменти встановлюють таким чином, щоб його передня основа вільно обпиралася на протирізальну пластину, а задня – на пластину тертя. У цьому випадку проміжок між сегментом і заднім кінцем пластини дорівнює близько 0,3–1,0 мм.

Найбільш сприятливі умови для доброякісної роботи різальних апаратів утворюються в тому випадку, коли різання здійснюється з ковзанням [3].

Найбільш сприятливою для забезпечення високоякісної роботи різального апарата буде умова, яка виявляється залежністю $\tan \alpha > \mu$ / ρ .

Відношення швидкостей μ / ρ надає можливість визначити кут нахилу кромки сегмента α . Для гладеньких сегментів $\alpha = 20^\circ$. Для сегментів з насічкою цей кут збільшується до 35°–45°. Густота стеблостою впливає на якість роботи різального апарата. Густостоячі стебла створюють взаємне підпирання рослин і кращі умови їх чистого зрізу. Кількість стебел зернових культур на одному квадратному метрі становить 200–800 шт., а кількість стебел степових трав – 10–12 тисяч шт.

Літературні джерела:

1. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. Підручник / О.М. Царенко, Д.Г., В.М. Швайко та ін.; За ред. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
2. Сисолін П.В., Сало В.М. Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручник / За ред. М.І. Чернова. – Кн. 1: Машини для рільництва. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.

95. *О.М. Калнагуз, Сумський національний аграрний університет, В.О. Кудря, к.т.н., інженер-механік ПАТ «Агро-Союз»*

ЩОДО РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ

Розробка технічних засобів для вирощування сільськогосподарських культур спрямована на підвищення ефективності виробництва. Одним із основних критеріїв підбору комплексу машин для внесення добрив є затрати на придбання або модернізацію сільськогосподарських агрегатів.

При внесенні швидкодіючих, активних органічних добрив виникає проблема в технічному забезпеченні засобами для якісного внесення їх на поверхню ґрунту. В даному напрямі, як зазначалося, вітчизняне машинобудування не забезпечує належними технічними засобами.

Класифікація робочих органів машин для внесення органічних добрив запропонована в працях [1,2]. Дана класифікація представлена у вигляді схем розташування робочих органів та способів подачі технологічного матеріалу до них. Проведений аналіз конструкцій робочих органів машин, які розроблені в нашій країні та закордоном, дозволяє провести їх класифікацію за типом робочого органу, який встановлений на машині (рис. 1).



Рис. 1. Класифікація розкидачів органічних добрив по типу розподільчого органу

Іноземні технічні засоби мають досить високу вартість. Необхідно врахувати, що для агрегування більшості з них необхідні спеціальні енергетичні засоби, що призводить до додаткових витрат та обмежує бажаючих їх придбати. Саме тому є необхідність в дослідженні та розробці модульно-адаптивних технічних засобів для внесення органічних добрив в малих дозах, використовуючи за базову машину серійні вітчизняні розкидачі органічних добрив.

Технічні засоби для внесення органічних добрив повинні забезпечити якісне їх подрібнення та розподіл по поверхні поля. Основні їх властивості, котрі впливають на ефективність роботи робочих органів машини під час внесення, є щільність, вологість, сила внутрішнього та зовнішнього тертя, швидкість вітання частинок органічних добрив. Щільність залежить від підстилкового матеріалу та його вологості. Вона коливається в межах від 400 до 1100 кг/м³.

Вологість визначають ваговим методом з врахуванням сирової та абсолютно сухої ваги. Вологість твердих органічних добрив становить 40-80%. Сили внутрішнього та зовнішнього тертя характеризуються коефіцієнтом тертя, який впливає на рух частинок по робочим поверхням.

З'ясовано, що з підвищенням вологості до 75% збільшується коефіцієнт тертя. Без урахування аеродинамічних властивостей, під час розробки та проектування робочих органів, призводить до неправильного вибору параметрів машини, що негативно відображається на якості роботи. Коефіцієнт парусності розраховується по критичній швидкості вітання, яку визначають переважно експериментально. Швидкість вітання частинок також залежить від розмірів і вологості [1-3].

Розкидачі органічних добрив з дисковими розподільчими органами представлені широкою гамою машин іноземного виробництва таких провідних європейських виробників, як Hawe, Annaburger, Bergmann та інші.

Отже при розробці нового робочого органу розкидача органічних добрив необхідно враховувати фізико-механічні властивості добрив.

Літературні джерела:

1. Бартош С.Г. Технічне забезпечення внесення твердих органічних добрив [Текст]/С.Г. Бартош, О.М. Калнагуз, В.О. Кудря//Матеріали наук.-практ. конф.викладачів, аспірантів та студентів Сумського НАУ (15-19 квітня 2013 р.). Суми, 2013. – Вип 3, Т.ІІІ. – С. 21-25.

2. Кудря В.О. Технічні засоби для внесення рідких добрив та перспективи їх розвитку [Текст] / В.О. Кудря, І.П. Прокоп'єв// Механізація та електрифікація с.г.: міжвідом. темат. наук. зб. НААН ННЦ «ІМЕСГ» - Глеваха, 2012. - Вип. 96. – С. 201-208.
3. Кудря В.А. Результаты исследований энергозатрат агрегата для внесения твердых органических удобрений с боковым выбросом. [Текст]/ Кудря В.О., Калнагуз О.М. // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сборник ННЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства – Минск, 2013 – Вип. 47, том 1 – С. 152-157

96. Д.Ю. Кузь, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет

ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОТРАКТОРА

Лабораторно-польові дослідження електротрактора з оприскувачем ОНШ-400/12 та однокорпусним плугом ПЛН-1-35. Встановлено, що час роботи АКБ електротрактора складає від 3 до 1,2 год. в залежності від передачі. На обприскуванні при швидкості 8 км/год., площа яку можна обробити електротрактором, складає біля 6...8 га (рис. 1).

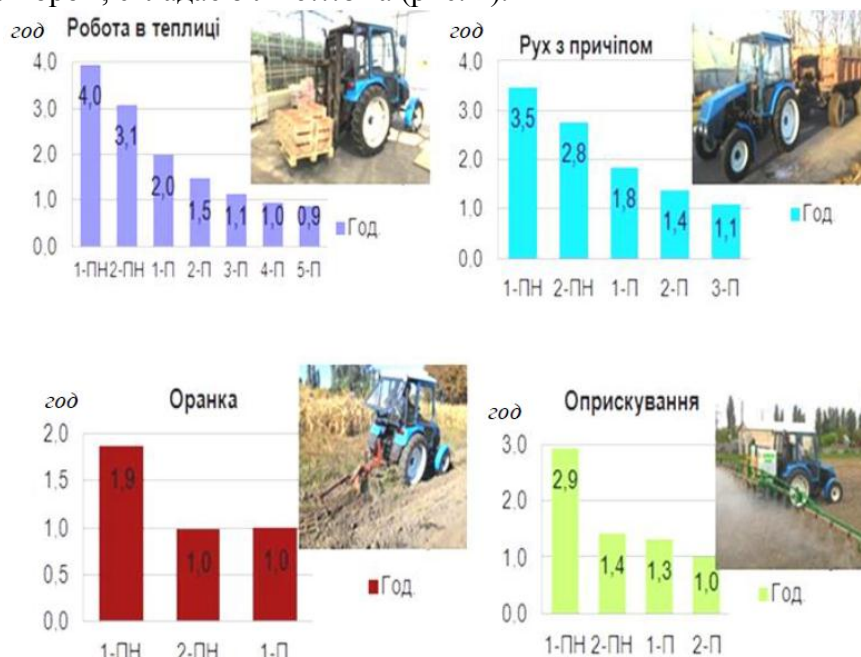


Рис. 1. Залежності тривалості роботи електротрактора від передаточного відношення трансмісії і типу роботи

Проведено лабораторно-польові дослідження тягово-транспортного засобу з ІЗЕТ (рис. 2).

Отримано графічні залежності енергоспоживання тягово-транспортного засобу під час виконання основних технологічних операцій (рис. 3).



Рис. 2. Загальний вигляд лабораторно-польових досліджень тягово-транспортного засобу з ІЗЕТ



Рис. 3. Результати лабораторно-польових досліджень тягово-транспортного засобу з автоматизованим ІЗЕТ

Список використаних джерел

1. Мироненко В. Г., Герасимчук Ю. В., Мельник Р. В., Тимощук Д. В., Слободян В. М. Виробнича перевірка мобільного енергетичного засобу із силовим електроприводом // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – 2016. – Вип. 256. – С. 128-133.

97. А.Г. Вабищевич, к.т.н., доцент, Н.Д. Янцов, к.т.н., доцент, Е.Н. Курак, Д.Ю. Филинский, Белорусский государственный аграрный технический университет

МАЛОГАБАРИТНЫЙ КОМБИНИРОВАННЫЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИЙ АГРЕГАТ

Увеличение объемов производства сельскохозяйственной продукции в крестьянских (фермерских) хозяйствах, а также в подсобных хозяйствах граждан - одна из целей Государственной программы развития аграрного сектора Республики Беларусь.

Подсобные хозяйства граждан республики обеспечивают производство 20% продукции сельского хозяйства, в том числе: картофеля - 80%, овощей – 65%, плодов и ягод – 85%, молока, скота и птицы в живом весе – 6% [1].

Однако имеющаяся материальная база не позволяет эффективно вести мелкотоварное производство, которое далеко не в полной мере обеспечено прицепными и навесными орудиями, что ограничивает возможность его развития. Сдерживает развитие приусадебных хозяйств отсутствие дешевой сельскохозяйственной техники.

Дальнейшее повышение эффективности мелкотоварного производства возможно при создании комбинированных агрегатов, совмещающих несколько операций при возделывании сельскохозяйственных культур.

В большинстве случаев совмещение технологических операций повышает качество подготовки почвы, сокращает сроки проведения работ, а число проходов агрегатов по полю, уменьшает вредное воздействие их ходовых устройств на почву, снижается общая энергоемкость работ, растет производительность труда, уменьшаются расход топлива и эксплуатационные затраты.

Ниже предлагается вариант компоновки экспериментального комбинированного почвообрабатывающего агрегата для мелкотоварного производства на базе мини-трактора, совмещающий несколько операций.

Комбинированный почвообрабатывающий агрегат (рис.1) навешивается на мини-трактор класса 4 кН и предназначен для рыхления и выравнивания почвы, дробления комков и вычесывания сорняков. Агрегат состоит из сварной рамы с навесным устройством. На раме смонтированы два ряда рыхлительных S-образных пружинных зубьев. На заднем бруске рамы крепятся прутковые катки и зубовые пружинные боронки.

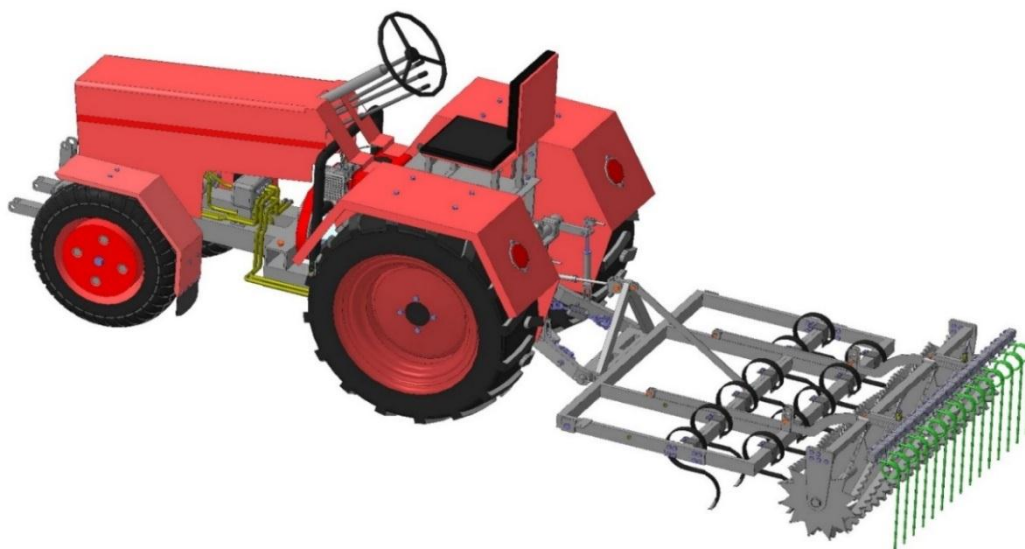
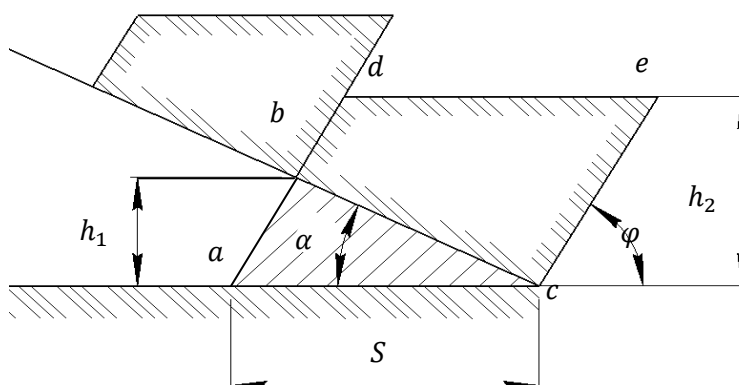


Рис. 1. Малогабаритный комбинированный почвообрабатывающий агрегат

При движении агрегата рыхлительные S-образные зубья обрабатывают почву на глубину 6...12 см, катки дробят крупные комки, выравнивают, а зубья пружинной боронки вычесывают сорняки и мелко рыхлят почву. Регулировку заданной глубины обработки почвы производят навеской трактора и перемещением стойки крепления катков. Ширину междуследия изменяют перемещением креплений S-образных пружинных зубьев и пружинных боронок на поперечном бруске.

Характер технологического процесса рыхления почвы агрегатом зависит от ее физико-



механических свойств и конструктивных параметров рабочих органов культиваторов. Рассмотрим сущность технологического процесса культивации. При этом для упрощения задачи будем считать, что рабочий орган культиватора представляет собой плоский клин с углом резания α (рис.1) [2].

Рис. 2. Схема деформации почвы при воздействии на нее клина

При перемещении клина в почве можно усмотреть три фазы процесса деформации и перемещения пласта почвы, если она обладает средней связностью, т.е. не является пластическим или сыпучим телом. Фаза уплотнения, т. е. фаза, во время которой пласт почвы под воздействием клина подвергается уплотнению (на рисунке эта часть пласта заштрихована). Во время этой фазы почва из объема, сечение которого abc сжимается и вдавливается в объем, сечение которого $dbce$.

Если ширина пласта равна l , то вес в его сечении $adec$ равен:

$$Q = q_1 s h_1 l \quad (1)$$

где q_1 - объемный вес почвы до её смятия;
 s - ширина сжимаемого элемента пласта;
 h_1 - глубина рыхления почвы.

С другой стороны,

$$Q = q_2 \left(s h_1 l - \frac{1}{2} s h_2 l \right) = q_2 s l \left(\frac{2h_1 - h_2}{2} \right) \quad (2)$$

где q_2 - средний объемный вес сжатой почвы;
 h_2 - высота положения максимально сжимаемой частицы почвы.

Из уравнения (1) и (2) следует:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{2h_1}{2h_1 - h_2} \quad \text{отсюда,} \quad q_2 = q_1 \frac{2h_1}{2h_1 - h_2} \quad (3)$$

Из уравнения (3) видно, что чем больше подвергается сжатию почва, т. е. чем больше величина h_2 , тем большим будет ее объемный вес, т. е. тем большей будет ее плотность. Но при этом необходимо учитывать, что плотность смятой почвы не будет одинаковой по всему сечению пласта. Таким образом, во время культивации почва не только подвергается рыхлению вследствие разделения ее на отдельные части, но и частично уплотняется. Особенно такое явление наблюдается при глубокой культивации.

Когда нет необходимости в интенсивном рыхлении целесообразно уменьшить угол α и по возможности ширину полки рабочего органа. Особенно это необходимо при обработке почвы без оборота пласта и на повышенных скоростях.

Фаза сдвига. Сущность этой фазы, заключается в сдвиге пласта почвы в плоскости, расположенной под некоторым углом ψ к горизонту.

Угол ψ может быть определен из выражения:

$$\psi = \frac{\pi + (\alpha + \varphi + \varphi_1)}{2} \quad (4)$$

где α - угол резания;
 φ - угол трения материала рабочей поверхности клина о почву;
 φ_1 - угол внутреннего трения почвы.

Если временное сопротивление почвы обозначить через π , усилие сдвига почвы в сечении пласта можно выразить при помощи уравнения:

$$F = \tau \frac{h_1 l}{\sin \psi} \quad (5)$$

или в связи с уравнением (5):

$$F = \tau \frac{h_1 l}{\sin\left(\frac{\alpha + \varphi + \varphi_1}{2}\right)} \quad (6)$$

Если принять, например, что $\alpha = 15^\circ$; $\varphi = 20^\circ$; $\varphi_1 = 25^\circ$;

$$\sin\left(\frac{\alpha + \varphi + \varphi_1}{3}\right) = \frac{1}{2} \quad (7)$$

тогда согласно уравнению (6) получим:

$$F = 2\tau h_1 l \quad (8)$$

Так как временное сопротивление сдвига почвы τ может изменяться в широких пределах в зависимости от механического состава и влажности почвы, то и усилие сдвига F также может изменяться в широких пределах. В отдельных случаях для лапы культиватора это усилие может достигать более 20 кг.

Явление сжатия и последующего сдвига почвы обуславливает то, что рабочий орган культиватора работает при неравномерной нагрузке, в силу чего подвергается вибрации. Это в свою очередь сказывается на устойчивости хода рабочего органа и качестве технологического процесса. В частности, этот фактор необходимо учитывать при расчете деталей рабочих органов культиватора на прочность.

Третья фаза рассматриваемого процесса состоит в абсолютном, переносном и относительном перемещении сдвинутого элемента пласта.

Закключение

1. За счет совмещения операций рыхления, выравнивания почвы, дробления комков и вычесывания сорняков агрегатом исключает многократность проходов трактора по полю, что значительно уменьшает уплотнение почвы, расход топлива, затраты труда, а в конечном счете ведет к снижению себестоимости продукции.

2. Эффективность использования комбинированного агрегата при производстве продукции крестьянскими (фермерскими) хозяйствами характеризуется относительно низкой ценой, доступными материалами, использованием основных узлов и деталей из выпускаемых и списанных сельскохозяйственных машин.

Литература

1. Государственная программа развития аграрного бизнеса в Республике Беларусь на 2016 - 2020 годы. Постановление СМ РБ от 11.03.16 г. № 196.
2. Культиваторы (конструкция, теория и расчет)/ П.М. Василенко, П.Т. Бабий// Издательство украинской академии сельскохозяйственных наук Киев 1961.

98. Т.Г. Базулина, А.И. Шатковский, к.т.н., доцент, А.С. Силуцкий, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Аннотация: Рассмотрена задача повышения энергоэффективности электронасосных установок путем применения различных схем частотно-регулируемого электропривода. Представлен обзор существующих технических решений по рассматриваемой тематике.

Ключевые слова: насосное оборудование, автоматизация насосных установок, энергоэффективность, трехфазный асинхронный электродвигатель, синхронный электродвигатель, преобразователь частоты.

Современные системы водоснабжения объектов аграрно-промышленного комплекса отличает высокая степень автоматизации. Автоматически управляемые электродвигатели приводов водокачек и автопоилки на фермах позволяют подавать воду к потребителю в необходимом количестве без непосредственного участия человека. График потребления воды на животноводческих объектах крайне неравномерен, поэтому основополагающей задачей водоснабжения является поддержание гарантированного давления на вводе. Существуют несколько типов насосных установок: башня Рожновского с регулированием по уровню воды в башне,

воздушно-водяные котлы с регулировкой по давлению и прямоточные насосные установки на базе частотно-регулируемого электропривода. Режим работы насосов как правило продолжительный, механическая характеристика носит вентиляторный характер. Электродвигатели насосов выполняются, в подавляющем большинстве, на базе трехфазных асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором, но также существует класс насосов на основе синхронных машин с возбуждением от расположенных на роторе постоянных магнитов [1]. Магниты выполняются из редкоземельных элементов с высокой коэрцитивной силой. Такие двигатели не нуждаются в щеточном механизме, поэтому их конструкция отличается надежностью и простотой изготовления. Они характеризуются низким моментом инерции ротора, хорошими статическими характеристиками, простой системой охлаждения и относятся к классу по энергоэффективности IE5. На валу ротора расположены датчики положения ротора, которые управляют открытием силовых тириستоров автономного инвертора напряжения, встроенного в электропривод. Благодаря этому достигается минимум потерь в обмотке статора и обеспечиваются высокие энергетические характеристики. Коэффициент мощности синхронных электродвигателей близок к 1, соответственно, меньшие потери приводят к меньшему нагреву машины и срок службы такого насоса увеличивается.

К достоинствам такого типа насосов относится возможность в регулируемом режиме эксплуатации автоматически подстраивать производительность (т.е. давление на выходе насоса) в соответствии с выбранным заданным значением регулируемой величины. В случае, если к насосу не подключен преобразователь давления, то в нерегулируемом режиме управления насос работает в соответствии с введенной постоянной характеристикой.

Еще одним достоинством является встроенная в двигатель защита от аварийных режимов:

- Защита от сухого хода
- Перегрев двигателя
- Понижение напряжения
- Асимметрия напряжения сети (15-22 кВт);
- Перенапряжение;
- Слишком много перезапусков (после сбоя);
- Большая нагрузка;
- Неполная нагрузка (15-22 кВт);
- Сигнал датчика вне диапазона;
- Сигнал установленного значения вне диапазона.

В случае возникновения в водопроводной сети резонансных явлений на какой-то частоте вращения насоса, эти частоты помещаются в «черный список» и преобразователь частоты в работе их не использует.

В случае большого водопотребления с разветвленной водонапорной сетью насосные агрегаты объединяются в насосные станции, при этом несколько насосов работают параллельно на одну сеть.

С точки зрения экономичности регулирования несколько более выгодным является одновременное изменение частоты вращения всех параллельно работающих насосов (рис.1), однако это связано с необходимостью применения преобразователей частоты для каждого насоса в отдельности и в окончательном технико-экономическом расчете требует учета капиталовложений. Связь между преобразователями частоты осуществляется по интерфейсу RS-485.

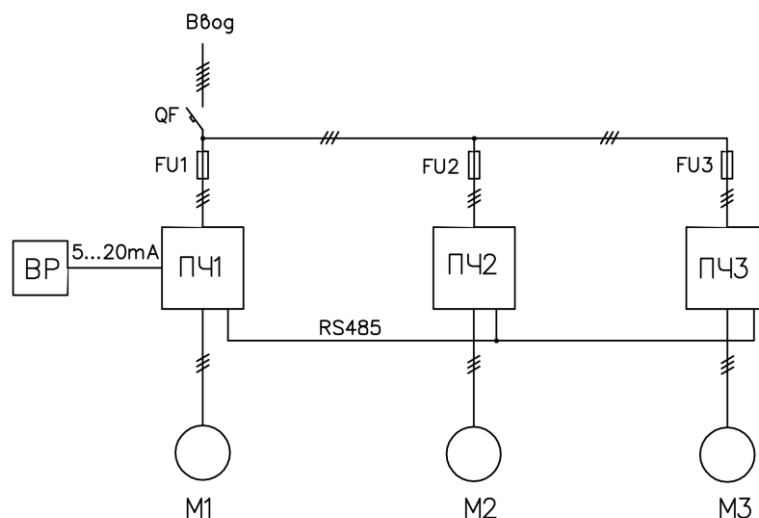


Рис.1. – Упрощенная принципиальная электрическая схема автоматического регулирования насосной станцией с несколькими частотно-регулируемыми насосами: QF – вводной автоматический выключатель, FU1-FU3 – быстродействующие плавкие предохранители, ПЧ1-ПЧ3 – преобразователи частоты, M1-M3 – электродвигатели насосов, BP – преобразователь давления в напорном трубопроводе

На данный момент многие производители выпускают специальные серии преобразователей частоты, предназначенные для каскадного управления насосами (при установке дополнительных расширительных плат – до 4...8 штук). Такие схемы автоматизации уже не требуют применения дополнительных программируемых логических контроллеров, управление осуществляется соответствующей настройкой преобразователя частоты (рис.2).

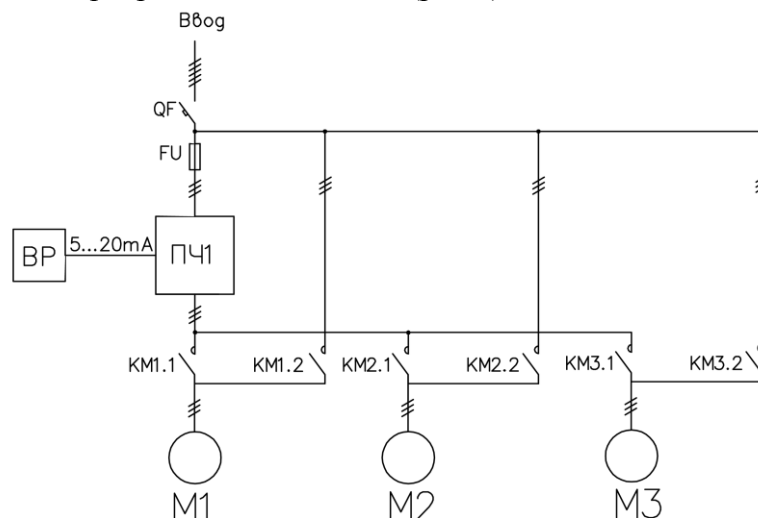


Рис.2. – Упрощенная принципиальная электрическая схема каскадного управления несколькими насосами с помощью одного преобразователя частоты: QF – вводной автоматический выключатель, FU – быстродействующий плавкий предохранитель, ПЧ – преобразователь частоты, M1-M3 – электродвигатели насосов, KM1-KM3 – магнитные пускатели, BP – преобразователь давления в напорном трубопроводе

В случае малого разбора воды преобразователь частоты запускает один насос и регулирует давление в водопроводной сети изменением скорости вращения рабочего колеса насоса. Когда расход воды увеличивается и мощности первого насоса не хватает, преобразователь частоты с помощью релейно-контактной схемы переключает первый насос на питание от сети и плавно запускает второй насос, при необходимости третий и т.д. Плавный пуск и остановка насосов позволяет избежать гидравлических ударов и ограничить пусковые токи двигателей. В настройках преобразователя частоты также можно прописать недельный график поочередной работы насосов для равномерного использования насосного оборудования. Работа таких схем управления насосами обеспечивает надежную и экономичную работу насосной станции.

Література

1. Базулина Т.Г. К вопросу энергоэффективности электроприводов в сельском хозяйстве / Т. Г. Базулина, А. С. Силуцкий // Энергосбережение - важнейшее условие инновационного развития АПК: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 23-24 ноября 2017 г. - Минск : БГАТУ, 2017. - С. 167-169.

99. О.І. Сорокін, Вовчанський коледж Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка

ПРОБЛЕМИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ АПК УКРАЇНИ

Підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва значною мірою визначає технічний рівень машин та обладнання, стабільність їх функціонування в різноманітних умовах експлуатації. При цьому підтримка працездатності машин на заданому рівні забезпечується дотриманням вимог діючої системи технічного обслуговування та ремонту. Провідне місце в системі заходів профілактичного обслуговування механізмів і систем машин займає діагностування їх технічного стану та прогнозування ресурсу. Технічне діагностування дозволяє прогнозувати ресурс об'єкта до чергового ремонту відповідно до поставленого діагнозу та напрацювання від початку експлуатації нової або відремонтованої машини. Воно дозволяє не тільки визначити технічний стан елементів машин, а й встановлювати види та обсяг профілактичних робіт [1].

Важливою умовою раціонального використання машинно-тракторного парку підприємств агропромислового комплексу є управління їх технічним станом. Зміна параметрів технічного стану елементів машин у процесі експлуатації відбувається під дією зовнішніх та внутрішніх факторів, які носять випадковий характер і залежать від великої кількості чинників. Тому важливим є систематизація факторів впливу на функціонування механізмів і систем машин та ефективне використання сучасних засобів технічного обслуговування та діагностування.

У зв'язку з безперервним вдосконаленням машин, які використовують у агропромисловому комплексі, постійним оновленням моделей, що випускаються, постачанням зарубіжної техніки, розширенням її номенклатури та функціональних можливостей виникає потреба в підвищенні рівня підготовки фахівців галузі.

Уже розроблені та використовуються теоретичні основи визначення належного переліку запасних частин на період виконання певного виду сільгоспробіт (збирання врожаю, обробіток ґрунту, посів тощо). З практики відомо, що витрати на підтримання техніки в дієздатному стані зі збільшенням наробітку зростають: після десятого року експлуатації цей показник може збільшуватися для тракторів у 2,37-4,24 рази, зернозбиральних комбайнів — у 2,15-5,51, картопле- та бурякозбиральних комбайнів — у 2,68-5,73 рази порівняно з другим-третьім роком використання. Діагностування забезпечує найповніше використання технічного ресурсу елементів сільгосптехніки, унеможливорює відмови й завдяки цьому дає змогу одержати максимальну ефективність. Розрізняють діагностування під час використання трактора, ресурсне діагностування (передремонтне) й діагностування після ремонту. За результатами діагностування спеціаліст може спрогнозувати залишковий ресурс того чи іншого вузла чи деталі. Більшість діагностичних засобів коштує недешево. Деіндустріалізація сільгоспвиробництва спричинила розпорошення потужностей тракторів на малі особисті селянські господарства, що особливо виражено в населених пунктах, віддалених від районних або обласних центрів. Так, у власності господаря може бути від 31 до 64 кВт на 1 га орних угідь, тоді як середній показник по Україні становить близько 36 кВт/га з тенденцією до зменшення. Середньорічний наробіток трактора тягового зусилля 0,6-1,4 кН, що перебуває у власності фізичної особи, становить 200-400 мотогод. Про економічну ефективність експлуатації та забезпечення сучасними діагностичними засобами не може бути й мови. У кращому разі власники розживаються приладом для перевірки тиску впорскування палива форсунками, манометром, компресиметром та іншими приладами виробництва радянських часів. Для визначення технічного стану трактора використовують органолептичний та інструментальний методи. Перший має меншу достовірність, тому що використовуються органи чуття (прослуховування, огляд, дотик тощо). Залежно від розміру тракторного парку та організації ТОВ, для діагностування використовують спеціальні комплекти переносних приладів, переносні діагностичні установки та ремонтно-діагностичні майстерні. У пунктах ТОВ використовують комплекти стаціонарних засобів ТО і діагностування. Високий організаційний і технічний рівень діагностування з накопиченням інформації по окремому трактору дає змогу: 1 — повніше

використовувати ресурси елементів, тим самим скоротити витрати на запасні частини; 2 — зменшити трудомісткість поточних ремонтів; 3 — запобігти передчасним (та без потреби) розбиранням складових частин машин, уникаючи таким чином інтенсивного спрацювання деталей. Діагностуванням системи живлення двигуна можна визначити економічні показники трактора, які тепер неабиякі важливі. Нескладні підрахунки свідчать, що для отримання 1 кВт/год механічної енергії від електродвигуна загальні втрати становлять 1-4%, а якщо одержати ту саму енергію від дизельного двигуна, то втрати сягатимуть уже 48-71%. Отже, із 1 л дизельного палива можна отримати 4,25 кВт год за потенційно можливої теплової енергії 9,89 кВт/год.

За спостереженнями, більшість діагностувань тракторів зі строком експлуатації понад десять років проводять органолептичним методом із використанням такого "надточного приладу", як вухо та око оператора зі стажем (який, до речі, працював в умовах гранично допустимих рівнів і гранично допустимих концентрацій шкідливих чинників усе своє трудове життя). Загалом це не так уже й погано, адже немає сенсу витрачатися на дорогі прилади, після діагностування якими все залишиться на своїх місцях: замінювати запасні частини з граничним спрацюванням ніхто не буде. За таких умов планування механізованих сільгоспробіт і ремонтних робіт залежить від випадковості відмови елементів, що лімітують ресурс. Відтак, якщо помножити ще й випадковість державної політики щодо сільського господарства, то виходить дуже мала ймовірність факту одержання прибутку сільгоспвиробниками. За експлуатації техніки, коли інженер-механік не може передбачити потреби в запчастинах на найближчий місяць роботи трактора, про її ефективність годі й говорити. Отже, інженер у господарстві — це не тільки центр технічних рішень, а й успішний постачальник запасних частин, тобто інженер-механік-постачальник. Проте вибір у нього невеликий, адже за вирощені високі врожаї подяки та премії отримує агроном, а за зрив чи затримку механізованих сільгоспробіт відповідає інженер.[3]

Виробники вітчизняної техніки часто скаржаться, що нема державної підтримки вітчизняного машинобудування, а свої проблеми зі збутом техніки, які напругу пов'язані з її якістю, перекладають із хворої голови на... ще одну хвору. За даними Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки й технологій для сільського господарства імені Леоніда Погорілого, близько 48% техніки для сільгоспвиробництва машинобудівні підприємства виробляють у технічних умовах, розроблених в 90-ті роки минулого століття, 41% техніки не відповідає показникам призначення, а 80% має гарантійний термін один рік. Тож про конкурентоспроможність годі й говорити. Хоч би скільки патріоти кричали про потребу підтримати власного виробника, експлуатаційника важко переконати, що наше краще. Кому як не трактористам, відомо, скільки вони витрачають часу на усунення відмов, тому під час зустрічі з представниками науки чи машинобудування вони дають вичерпну характеристику машині, не добираючи слів.

Неозброєним оком видно, що найбільшими ворогами наведення ладу в країні, в тому числі і в сільгоспвиробництві, є непрофесіоналізм, заангажованість і меркантильність чиновників. За одночасної наявності всіх складових результат не змусив себе чекати, про що свідчить нинішній стан АПК України.

Розробка та впровадження у виробництво нової техніки має супроводжуватися науковими дослідженнями й обґрунтуванням потрібного запасу запасних частин для виконання механізованих сільгоспробіт у стислі агротехнічні строки. Особливо це стосується вітчизняної сільгосптехніки з недосконалістю її технічного сервісу. Технічний сервіс сільгосптехніки вітчизняного виробництва в багатьох випадках характеризується приказкою: "Обдури клієнта, поки він тебе не обдури". Менталітет українців у налагодженні повноцінного сервісу своєї техніки поки що не дає змоги домогтися кращих результатів і діє проти них самих. Разом із продажем дешевшої та нижчої якості сільгосптехніки, порівняно з імпортними аналогами, виробники беруть частково або не беруть взагалі зобов'язань щодо забезпечення її дієздатності в гарантійний і післягарантійний періоди. Така мета підприємств, що не бажають платити за ремонт навіть у гарантійний період, роблячи все можливе для перекладання проблем надійності тракторів на плечі власників техніки. Такі "хитрики" належним чином оцінюють експлуатаційники.

Зарубіжний досвід засвідчив дієвість і ефективність системи виробник — технічний сервіс — експлуатаційник протягом багатьох десятиліть. Вітчизняна система за планової економіки мала, замість технічного сервісу, такого гіганта, як "Сільгосптехніка". Система виробник — "Сільгосптехніка" — експлуатаційник, працювала успішно, в основному, для перших її двох складових, при чому витрати на ремонт техніки більш ніж усемеро перевищували витрати на її виробництво.

Виробник не турбувався про конкурентоспроможність своєї продукції, адже весь ринок регулювала держава, і збут був гарантований. Однак з практики стало відомо, що "загниваючий" капіталізм виривався вперед на 30-50 років. Ринкова система виробник — технічний сервіс — експлуатаційник показала високі економічні і технічні результати. Проблеми з оновленням машинно-тракторного парку беруть свій початок від дати припинення планових поставок на село. Багато років змін і перетворень не дали жаданого результату.[2]

Забезпечення села кваліфікованими кадрами нині критично мале. Кадри є, проте сільське господарство через брак коштів не може запропонувати належних умов роботи, проживання, дозвілля тощо.

Якщо говорити про проблеми технічного забезпечення на селі з погляду лише нестачі фінансів, це означає не сказати нічого. Вирішення проблеми підвищення ефективності використання техніки й загалом сільгоспвиробництва неможливе без комплексного підходу до цього питання.

Література

1. Практикум з технічної діагностики: навч.посібник /О.В.Козаченко, С.П. Сорокін, О.М. Шкрегал та ін.; За ред.. проф.. О.В. Козаченка.-Х.: Факт, 2013.-456 с.
2. Технічний сервіс в АПК : навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студентів інжен. спец. на осв.-кваліф. рівні "Бакалавр" напрямку "Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва" / С.М.Грушецький, І.М.Бендера, О.В.Козаченко та ін. за ред. С.М. Грушецького, І.М.Бендери. –Кам'янець-Подільський : ФОП СисинЯ.І., 2014. –680 с
3. Рубець А. Кого турбує стан парку тракторів? /А.Рубець // Пропозиція .- Випуск 5. Київ, 2010, с. 100-107.

100. О.С. Боговєсов, Д.А. Захаров, Вовчанський коледж Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка

СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРЬСКИХ МАШИН

Сільськогосподарське машинобудування визначає стан виробничого потенціалу України, забезпечує продовольчу безпеку, стійке функціонування провідних галузей економіки (паливно-енергетичний комплекс, транспорт і зв'язок, агропромисловий комплекс, будівництво), а також наповнення споживчого ринку. Від рівня розвитку сільськогосподарського машинобудування залежать найважливіші питомі показники валового внутрішнього продукту країни (матеріаломісткість, енергоємність і т.д.), продуктивність праці в галузях народного господарства, рівень екологічної безпеки промислового виробництва. Розвиток сільськогосподарського машинобудування характеризує рівень як науково-технічного потенціалу країни, так і забезпечення її продовольчої безпеки.

У той же час поглиблення процесів міжнародного поділу праці, розвиток світових ринків ресурсів і продовольства, глобалізація економіки ставлять перед країною стратегічні завдання підвищення продуктивності праці, створення ефективного та конкурентоспроможного сільськогосподарського виробництва найближчим часом. Кардинально змінити і поліпшити ситуацію на селі неможливо без швидкого і масштабного технологічного та технічного оснащення сільського господарства на інноваційній основі.

Макроекономічні умови початку дев'яностих років привели до скорочення сільськогосподарського виробництва, тяжкого фінансового стану товаровиробників, різкого зменшення їх попиту на техніку, зниження її випуску на машинобудівних підприємствах.

Істотних змін не відбулося і в подальшому. У країні випускається в десятки разів менше тракторів і комбайнів, причіпних і навісних сільськогосподарських машин, техніки для тваринництва. Виробничі потужності підприємств тракторного і сільськогосподарського машинобудування використовуються на 10 - 40%.

Для зміцнення технічної бази сільського господарства необхідно: формування вторинного ринку відновленої сільськогосподарської техніки; розвиток мережі місцевих лізингових фондів і фондів пільгового кредитування сільськогосподарських товаровиробників; зростання дилерських центрів, що забезпечують сільських товаровиробників технікою на умовах лізингу; розширення кооперативних форм придбання та експлуатації дорогої техніки.

Роль держави полягає у виробленні заходів, стимулюючих комплексне вирішення зазначених завдань. Ці заходи лежать не тільки в площині технічної, інноваційної та інвестиційної політики. Як показує світовий досвід, економічний успіх може бути досягнутий тільки при наявності скоординованих між собою промислової, торгової, фінансової та кадрової політики.

В сучасних умовах українське сільськогосподарське машинобудування характеризується дуже низькою рентабельністю виробництва, що відбувається через низький попит на продукцію.

Основними факторами, що обмежують інвестиції в діяльність українських підприємств сільськогосподарського машинобудування є: високі загальні витрати, які становлять 80% від виробництва, вартість і низький граничний прибуток. Прибуток, отриманий від випуску сільськогосподарських машин українськими підприємствами і її обсяг не дозволяють національним компаніям, отримувати високий рівень інвестицій, необхідний для стійкого розвитку.

В цілому виведення машинобудівного комплексу з кризи вимагає розробки національної програми розвитку сільськогосподарського машинобудування, яка передбачає виробництво технологічних комплексів машин і обладнання для сільського господарства, харчової і переробної промисловості, доведення виробництва нових видів кінцевої продукції та деталей до рівня забезпечення внутрішніх потреб в них на 70% . Можливість розвитку підприємств сільськогосподарського машинобудування може дати програма інвестування даної галузі із залученням іноземного капіталу. В цілому ж політика розвитку сільськогосподарського машинобудування повинна бути розгорнута в напрямку найбільшої самодостатності виробництва комплектуючих на території України.

Для надання сприяння розвитку АПК в Україні прийнятий Верховною Радою цілий пакет законодавчих документів і нормативних актів. Зокрема, це Закони «Про підприємство», «Про підприємництво», «Про пріоритетність розвитку села та агропромислового комплексу в народному господарстві України», «Про селянське (фермерське) господарство», «Земельний кодекс України», «Про кооперацію» та ін.

Незважаючи на глибоку кризу, викликану розпадом СРСР, галузь сільськогосподарського машинобудування поступово починає виходити з періоду тривалого застою. Про це говорять факти, представлені в періодиці, відбувається зростання потреби аграріїв як у сільськогосподарській техніці і техніці для переробної промисловості, так і в послугах і ремонтах. Причому вітчизняна промисловість не в силах поки задовольнити в повному обсязі вимоги сільгоспвиробників.

Таким чином, якщо в 90-х роках спостерігався загальний спад виробництва сільськогосподарських машин і комплектуючих, то в даний час відбувається збільшення випуску продукції сільськогосподарського машинобудування.

Сільськогосподарське машинобудування має пристосовуватися до інтересів і потреб аграріїв в повній відповідності з планами розвитку АПК. В цілому виведення машинобудівного комплексу з кризи вимагає розробки національної програми розвитку сільськогосподарського машинобудування, яка передбачає виробництво технологічних комплексів машин і обладнання для сільського господарства, харчової і переробної промисловості, доведення виробництва нових видів кінцевої продукції та деталей до рівня забезпечення внутрішніх потреб в них на 70%. Можливість розвитку підприємств сільськогосподарського машинобудування може дати програма інвестування даної галузі із залученням іноземного капіталу.

Бібліографічний список джерел

- 1.Ариничев В.Н. Состояние и перспективы развития рынка сельскохозяйственной техники / В.Н. Ариничев // Состояние и перспективы развития рынка сельскохозяйственной техники. – 2007.
- 2.Бочка А.В. Перспективы отечественного сельскохозяйственного машиностроения в условиях глобальной конкуренции // Экономика и менеджмент инновационных технологий. 2016. № 12 [Электронный ресурс]. URL: <http://ekonomika.snauka.ru/2016/12/13281> (дата обращения: 09.02.2019).
- 3.Заблюцький Б.Ф. РПС України. Національна мікроекономіка. К.: Академвидав, 2003. – 368с.
- 4.Макаренко М., Агробізнес сьогодні / М.Макаренко // Перспективи тракторобудування.– 2014. Режим доступу: <http://agro-business.com.ua/agro/mekhanizatsiia-apk/item/1047-perspektyvy-traktorobuduvannia.html> (дата звернення: 12.03.2019)
- 5.Марченко В.І., Яценко А.О. Ґрунтообробні машини: Навчальний посібник. - К.: Науковий світ, 2004. - 184 с.

- 6.Панченко А. Н. “Теорія і розрахунок с.-г. машин”/ Дніпропетровський державний аграрний університет - Дніпропетровськ, 2002. - 395 с.
- 7.Ролдугін М. І. Стан і перспективи розвитку комбінованих агрегатів / М. І. Ролдугін, Є. С. Михайловський // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. - 2013. - Вип. 43(2). - С. 237-240. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Zmntz_2013_43\(2\)_40](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Zmntz_2013_43(2)_40) (дата звернення: 05.03.2019).
- 8.Сазонець І.Л., Джинджоян В.В., Чубар О.О. Розміщення продуктивних сил. К.: ЦНЛ, 2006. – 320с.
- 9.Тельнова Н. Н., Тенищев А. В., Кирсанов А. Л. Управление инновационным развитием региональной социально-экономической системы // В мире научных открытий. 2015. № 3.5 (63). С. 2417-2436
- 10.Ушачев И. Г. Экономический механизм технической и технологической модернизации сельского хозяйства // Владимирский земледелец. 2010. № 4. С. 6-7.
- 11.Шпичак А.М. Экономические проблемы АПК Украины в условиях формирования рыночных отношений // Вестник аграрной науки. — 1997. — №9
- 12.Розміщення продуктивних сил. За ред.. Ковалевського В.В. та ін. К.: Знання, 2001. – 351с.

101. А.В. Миранович, к.т.н., доцент, В.Г. Мисько, Белорусский государственный аграрный технический университет

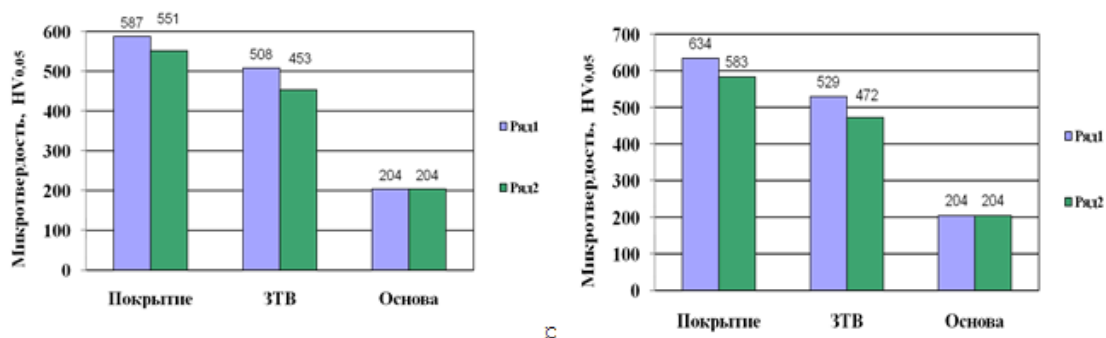
ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ, ПОЛУЧЕННЫХ КОМБИНИРОВАННЫМИ СПОСОБАМИ УПРОЧНЕНИЯ

Известно [1, 2], что для упрочнения и восстановления пустотелых и нежестких деталей машин в условиях ремонтных предприятий применяются современные технологии, основанные на использовании концентрированных потоков энергии. К их числу относится магнитно-электрическое упрочнение (МЭУ) композиционными ферромагнитными порошками (ФМП). При этом различным способам МЭУ наряду с их достоинствами [1, 2] характерны и такие недостатки, как [2, 3] разнотолщинность и пористость покрытий, присутствие в них микротрещин и окислых включений, шероховатость обработанной поверхности. Эти дефекты значительно снижают износостойкость упрочненных поверхностных слоев и ограничивают область применения магнитно-электрического упрочнения. Для устранения указанных недостатков проведены исследования возможности обработки металлических поверхностей комбинированными способами – последовательным проведением МЭУ и поверхностного пластического деформирования (ППД), совмещенных в одной технологической схеме, и последующей лазерной термообработки.

Цель исследований – выполнить сравнительный анализ параметров качества, микротвердости и износостойкости поверхностных слоев, полученных различными способами магнитно-электрического упрочнения с последующей лазерной термообработкой.

Исследования проводились на цилиндрических образцах из стали 45 с покрытиями из ферромагнитных порошков Fe-5%V (ГОСТ 9849-86) и ФБХ-6-2 (ГОСТ 11546-75), полученными МЭУ с лазерной термообработкой, а также МЭУ и ППД с лазерной термообработкой. Обработка поверхностей выполнялась на оптимальных режимах [1, 2, 4]: МЭУ – на установке модели УМЭУ-1; ППД – накатным устройством с роликовым электродом-инструментом; лазерная – СО₂-лазером модели «Комета-2» мощностью 1 кВт. Толщина упрочненных поверхностных слоев определялась по распределению микротвердости на приборе ПМТ-3М в поперечном сечении образцов при помощи окулярной вставки с увеличением в 200 раз; разнотолщинность – по разности максимальной и минимальной местных толщин покрытий образца; объемная пористость покрытий – методом гидростатического взвешивания. Измерение достигаемой шероховатости поверхности производилось на профилографе-профилометре Mitutoyo SJ-201P. Триботехнические испытания упрочненных образцов проводились в условиях изнашивания со смазочным материалом и смазочным материалом с частицами абразива при трении скольжения и трении качения с 10 %-м проскальзыванием на машине трения модели 2070 СМТ-1 по схемам «диск-колодка» (контртело из чугуна ХТВ ГОСТ 3185-74, смазочный материал – масло промышленное И-Г-А-32 ГОСТ 14479.4-87) и «диск-диск» (контртело из стали ШХ15 ГОСТ 801-78 закаленное до твердости 60–62 HRC, смазочный материал – трансмиссионное масло ТМ-3-18 (ТАП-15В) ГОСТ 23652-79). Эталон – образец из стали 45 закаленный до твердости 52–54 HRC. Износ образцов с покрытиями и эталона определялся на оптическом длинномере ИЗВ-1.

В результате исследований микротвердости установлено, что ее наибольшее среднее значение (рисунок, а и б) отмечается у покрытий из ФМП ФБХ-6-2, полученных МЭУ и ППД, и составляет 634 $HV_{0,05}$, что в 1,08 раза больше микротвердости покрытий, полученных МЭУ (587 $HV_{0,05}$), и в 2,9 раза больше по сравнению с материалом основы. Данное обстоятельство обусловлено формированием мелкодисперсной структуры слоев в результате их скоростного охлаждения и последующего пластического деформирования. После лазерной термообработки покрытий из ФМП ФБХ-6-2, полученных МЭУ, а также МЭУ и ППД, среднее значение микротвердости уменьшилось примерно в 1,2 – 1,22 раза и составляет 508 и 520 $HV_{0,05}$ соответственно. Снижение микротвердости возможно по причине перераспределения внутренних напряжений на границе раздела «покрытие-основа» в результате термического и силового воздействия.



Ряд: 1 – ФБХ-6-2; 2 – Fe-5%V

Рисунок – Диаграмма результатов исследований микротвердости упрочненных поверхностей МЭУ с лазерной термообработкой (а), МЭУ и ППД с лазерной термообработкой (б)

Результаты исследований (таблица 1) показывают, что ППД и последующая лазерная термообработка нанесенных покрытий МЭУ при уменьшении средней их толщины в 1,03 – 1,05 раза, позволяет повысить качество упрочненных поверхностей за счет снижения их объемной пористости в 1,57 – 1,73 раза, средней шероховатости в 1,15 – 1,18 раза и средней разнотолщинности в 1,14 – 1,17 раза.

Таблица 1 – Показатели качества упрочненных поверхностей, полученных различными способами МЭУ с последующей лазерной термообработкой

Материал ФМП	Средняя толщина покрытий, мкм	Средняя разнотолщинность покрытий, мкм	Объемная пористость покрытий, %	Средняя шероховатость поверхности, мкм
Магнитно-электрическое упрочнение с лазерной термообработкой				
Fe-5%V	235	49	1,4	6,9
ФБХ-6-2	244	42	1,9	7,8
Магнитно-электрическое упрочнение и ППД с лазерной термообработкой				
Fe-5%V	223	43	0,9	6,0
ФБХ-6-2	238	36	1,1	6,6

В результате выполненных экспериментов с применением ортогонального планирования получены математико-статистические модели, устанавливающие зависимости интенсивности изнашивания упрочненных поверхностных слоев из ФМП Fe-5%V и ФБХ-6-2 в условиях изнашивания при трении качения с проскальзыванием со смазочным материалом и смазочным материалом с частицами абразива от параметров, характеризующих условия работы деталей трансмиссий автотракторной техники (нагрузка на образец P , температура масла t_m , концентрация абразивных частиц в масле K_q , относительная скорость качения V_k). Установлено, что по степени влияния на интенсивность изнашивания упрочненных поверхностей параметры можно расположить в ряд при трении качения с проскальзыванием со смазочным материалом:

$P \rightarrow t_m \rightarrow V_k$ и в ряд – при трении качения с проскальзыванием со смазочным материалом с частицами абразива: $Y_2 = I: K_q \rightarrow P \rightarrow t_m \rightarrow V_k$. Относительная скорость трения качения V_k не оказывает существенного влияния на интенсивность изнашивания поверхностей образцов. Установлено, что интенсивность изнашивания поверхностных слоев из ФМП Fe-5%V в 1,5–2,1 раза ниже, чем для поверхностей из ферромагнитного порошка ФБХ-6-2, из-за большего содержания метастабильного

аустенита, обеспечивающего пластичность основы упрочненного слоя. С применением графоаналитического метода двумерных сечений для принятых условий изнашивания определена рациональная область работы исследуемых трибосопряжений при трении качения с проскальзыванием со смазочным материалом: $P = 0,5\text{--}1,0$ кН и $t_m = 25\text{--}45$ °С; при трении качения с проскальзыванием со смазочным материалом с частицами абразива: $P = 0,5\text{--}0,8$ кН, $t_m = 25\text{--}40$ °С, $K_q = 0,05$ г/см³.

В результате исследований износостойкости поверхностей образцов, полученных МЭУ с лазерной термообработкой, а также МЭУ и ППД с лазерной термообработкой (таблица 2), установлено, что по сравнению со сталью 45 закаленной до твердости 52–54 HRC наибольшей износостойкостью при трении качения с проскальзыванием обладают покрытия из ФМП Fe-5%V (выше в 1,7–2,2 раза), при трении скольжения – покрытия из ФМП ФБХ-6-2 (выше в 1,7–1,9 раза).

Таблица 2 – Результаты триботехнических испытаний образцов

Материал ФМП	Относительная износостойкость упрочненного поверхностного слоя	
	при трении скольжения	при трении качения
МЭУ с лазерной термообработкой		
Fe-5%V	1,58	1,70
ФБХ-6-2	1,70	1,62
МЭУ и ППД с лазерной термообработкой		
Fe-5%V	1,74	2,21
ФБХ-6-2	1,91	2,03

то обстоятельство позволило рекомендовать для пар трения, работающих при трении качения с проскальзыванием использовать покрытия из ФМП Fe-5%V, а при трении скольжения – покрытия из ФМП ФБХ-6-2. При этом следует также отметить, что ППД и последующая лазерная термообработка нанесенных покрытий из ФМП Fe-5%V и ФБХ-6-2 МЭУ по сравнению с лазерной термообработкой позволяет повысить износостойкость упрочненных поверхностей в 1,08 – 1,27 раза.

Выводы. Экспериментальными исследованиями установлено следующее:

1. ППД покрытий, полученных МЭУ, позволяет увеличить микротвердость покрытий в 1,08 раза по сравнению с покрытиями, полученными МЭУ;
2. Лазерная термообработка покрытий, полученных МЭУ, а также МЭУ и ППД, обеспечивает снижение средней микротвердости поверхностного слоя примерно в 1,2 – 1,22 раза;
3. ППД и последующая лазерная термообработка нанесенных покрытий МЭУ позволяет уменьшить среднюю их толщину в 1,03 – 1,05 раза, снизить их объемную пористость в 1,57 – 1,73 раза, среднюю шероховатость в 1,15 – 1,18 раза и среднюю разнотолщинность в 1,14 – 1,17 раза, повысить износостойкость упрочненных поверхностей в 1,08 – 1,27 раза.

Литература

1. Акулович Л.М. Термомеханическое упрочнение деталей в электромагнитном поле. Полоцк : ПГУ, 1999. 240 с.
2. Акулович Л.М., Миранович А.В. Магнитно-электрическое упрочнение поверхностей деталей сельскохозяйственной техники. Минск : БГАТУ, 2016. 236 с.
3. Акулович Л.М. Структурообразование покрытий после магнитно-электрического упрочнения и лазерной обработки // Технология-Оборудование-Инструмент-Качество : материалы 33-ей Междунар. науч.-техн. конференции, 11 апреля 2018 г., г. Минск, 2018. 182 с. С. 107–109.
4. Девойно О.Г., Калининченко А.С., Кардаполова М.А. Модифицирование поверхности покрытий с использованием лазерного нагрева. Минск : БНТУ, 2013. 228 с.

102. К.О. Скрипка, Л.Л. Тітова, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ

Основна ідея гібридної технології на автотранспорті полягає у тому, щоб мати не один, а два енергоблоки, синергетично оптимізованих як для виконання прискорення, так і ефективного

руху на високих швидкостях. ДВЗ в звичайному легковому або вантажному автомобілі з одного боку повинен забезпечувати достатню потужність для декількох секунд прискорення та підтримувати крейсерську швидкість на автостраді і при цьому економічно працювати.

Відомі автомобільні виробники проводять дослідження та розробляють декілька варіантів автомобілів з альтернативними джерелами енергії:

- автомобілі на водневих паливних елементах;
- криогенні автомобілі на рідинному азоті;
- пневмомобілі;
- електромобілі на сонячних батареях;
- електромобілі з різними типами акумуляторних батарей;
- автомобілі з використанням інерційних накопичувачів енергії;
- автомобілі з використанням інших альтернативних видів палива.

Кожен з цих напрямків має як свої переваги, так і суттєві недоліки, тому жоден з них не знайшов своє широке використання у сучасному автомобілебудуванні. На нашу думку, перспективним напрямком розвитку екологічно чистих транспортних засобів на даний час є створення автомобіля з гібридною силовою установкою, який здатний виконати найжорсткіші екологічні вимоги, на 40-80 % знизити витрати моторного палива і на 50-90 % знизитись викиди вуглекислого газу в атмосферу.

В гібридних автомобілях для більш економної витрати палива та підвищення екологічної чистоти використовуються спеціальні високовольні акумуляторні батареї та тягові електричні двигуни, які повністю замінюють, або частково допомагають двигунам внутрішнього згорання (ДВЗ) при різних

режимах роботи автомобіля. При гальмуванні та русі по інерції відбувається зворотній процес: електричні машини починають працювати в генераторному режимі та заряджати акумуляторну батарею через спеціальний пристрій – перетворювач напруги (інвертор). Крім того, замість стандартного генератора встановлюють високовольний стартер-генератор, який під час роботи ДВЗ заряджає акумуляторну батарею через перетворювач напруги, а при необхідності призводить автоматичний запуск ДВЗ.

Тому великий об'єм ДВЗ, необхідний для інтенсивного прискорення стає перешкодою на трасі, тому що ДВЗ меншого об'єму є більш економічно ефективним і ідеально підходить для замського циклу. Використання гібридних силових установок задовольняє ці протиріччя (рис. 1).

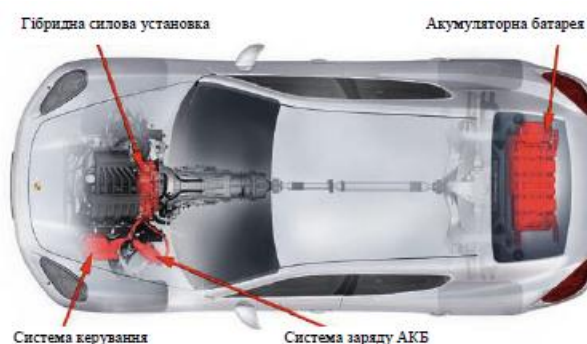


Рис. 1 Бензоелектрична гібридна силовая установка

Необхідність оптимізації силової установки і рекуперації (повернення) енергії в автомобілі назріла вже давно, але була багато в чому обмежена, з одного боку, інертністю виробників транспортних засобів (як відомо, будь-яка перебудова техніки вимагає значних капіталовкладень), а з іншою – недостатнім технологічним рівнем розвитку екологічно чистих і достатньо ємних накопичувачів і рекуператорів енергії. В ідеалі така установка повинна мати достатню енергоємність і здатність швидко накопичувати та віддавати запас енергії.

Низька ефективність системи рекуперації гібридного автомобіля обумовлена тим, що термін заряду АКБ при рекуперативному гальмуванні на затяжному ухилі складає максимум декілька хв., що зовсім недостатньо для відновлення запасу енергії акумуляторними батареями, тому сама конструкція бензоелектричних гібридних силових установок з хімічними акумуляторними батареями неминуче вносить суттєві втрати кінетичної енергії автомобілів.

Список літератури

1. Конверсія легкового автомобіля в гібридний / О.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, М. Хакім; під. ред. О.В. Бажинова – Харків: ХНАДУ, 2014 – 160с.
2. Бажинов А.В. Система контролю заряда и разряда литий ионных аккумуляторных батарей гибридных автомобилей и электромобилей / А.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, А.М. Дробинин, Х. Мауш // СевНТУ : Серія «Машиноприладобудування та транспорт» – 2012.– № 134. – С. 52-55.

103. В.А. Поліщук, Л.Л. Тітова, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОЇ ЄМНОСТІ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ

У зв'язку з відмінністю характеристик залежностей опору R_a Ni-Cd і Ni-MH акумуляторів від залишкової ємності $C_{зал}$ не вдається виявити універсальний метод оцінки $C_{зал}$ для всіх лужних джерел струму по параметру внутрішнього опору. Деякі перспективи для вирішення цього завдання з'являються при аналізі імпедансних характеристик акумуляторів в широкому діапазоні частот.

На рис. 1 наведені діаграми імпедансу, отримані на вітчизняних акумуляторах ємністю 30 Ач з різними значеннями залишкової ємності. Вимірювання характеристик проводилися на частотах тестового сигналу в діапазоні від 1000 до 0,1 Гц.

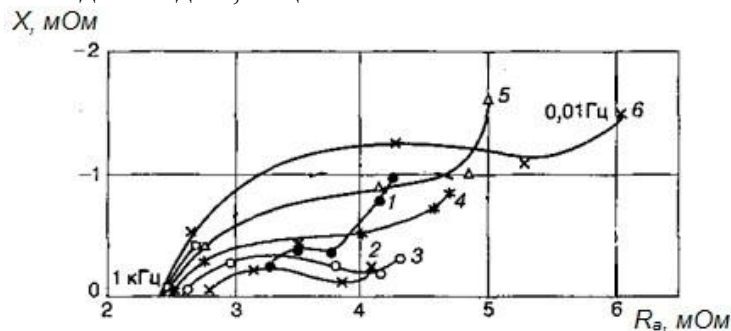


Рис. 1. Діаграми імпедансу Ni-Cd акумулятора ємністю 30 Ач при різній залишковій ємності

На рис. 1 номерами позначені діаграми імпедансу відповідають різним залишковим ємностям. Таким чином, на рис. 1 цифрою 1 позначена залежність батареї із залишковою ємністю $C_{зал} = 7\%$; під цифрою 2 – $C_{зал} = 30\%$; 3 – $C_{зал} = 70\%$; 4 – $C_{зал} = 80\%$; 5 – $C_{зал} = 95\%$; 6 – $C_{зал} = 100\%$.

Із рис. 1 видно, що в межах зарядженості від ~ 15 до 95% активне

опір R_a (точка перетину осі ординат діаграмою імпеданса) змінюється мало. Однак опір переносу заряду R_0 (діаметр «півкола») помітно збільшується. Отже, параметр опору R_0 має пряму залежність від значення залишкової ємності і може бути використаний для оцінки цієї характеристики. Аналогічні результати спостерігаються при випробуванні нікель-кадмієвих герметичних і вентильованих акумуляторів. Характерні зміни імпедансних діаграм у всіх однакові, різняться лише діаметри високочастотної півкола.

Імпедансні діаграми нікель-металгідридних акумуляторів досліджувалися менше. Вони схожі з діаграмами нікель-кадмієвого акумулятора, але стабільна залежність параметра R_0 від залишкової ємності встановлюється лише після 3-5 циклів розряд/заряд, при яких параметр R_0 зменшується. Подібність діаграм імпедансу акумуляторів цих електрохімічних систем пов'язано з тим, що вони мають однаковий оксидно-нікелевий електрод. Лужні акумулятори проектується так, що ємність позитивного електрода дещо менше ніж негативного ($C-/C+>1$). Тому ємність джерела струму в цілому обмежується ємністю позитивного оксидно-нікелевого електрода, що і визначає вид його діаграми імпедансу.

Оскільки тривалість процедури вимірювання внутрішнього опору на змінному струмі збільшується зі зменшенням частоти (для реєстрації 2-3 синусоїда тестового сигналу при частоті 0,01 Гц займає ~ 5 хвилин) дослідники вважали за краще вимірювати цей параметр на фіксованій частоті. В описані дослідження параметрів Ni-Cd акумулятора ємністю 4 Ач, здійснювані за допомогою моста змінного струму, який дозволяв проводити вимірювання на частотах від 10 до 30 Гц. На рис. 2 показані залежності значень кута різниці фаз ϕ між тестовим сигналом струму і напругою від ступеня зарядженості. Зрушення фаз обумовлений наявністю ємнісний і індуктивного складової опору акумулятора. Залежно вимірювалися на трьох частотах тестового сигналу: 10 Гц; 20 Гц; 30 Гц.

На рис. 2 видно, що на кожній з представлених залежностей кут різниці фаз φ зростає в процесі розряду ($C_{зал} \rightarrow 0$) акумулятора. Відповідно до рис. 2 (а) зміни ємності $C_{зал}$ від 10 до 90% відповідає зміна кута різниці фаз $\Delta\varphi$, вимірюваного на частоті 10 Гц, тільки на 0,015 рад. У той же час, згідно з рис. 2 (б), при вимірі кута різниці фаз на частоті 30 Гц, чутливість залежно збільшується.

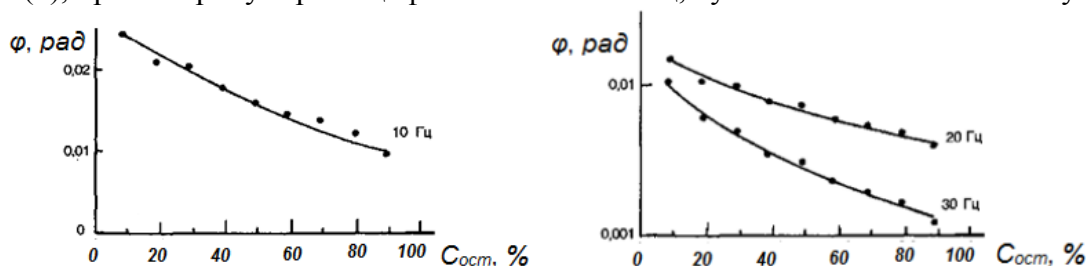


Рис. 2 Залежності кута різниці фаз φ струму і напруги тестового сигналу від залишкової ємності $C_{зал}$

Тому ж зміни значення залишкової ємності $C_{зал}$ від 10 до 90% відповідає майже 10 кратній зміні кута зсуву фаз φ . Це може говорити про хороші діагностичні властивості параметра, отриманого на частоті 30 Гц.

Кут різниці фаз в якості діагностичного параметра для нікель кадмієвих акумуляторів ємністю 1,8-2 Ач розглядався в наукових працях. Однак там було показано, що кут різниці фаз φ майже лінійно змінюється на 5 градусів лише в діапазоні зарядженості від 0 до 40%. В іншому діапазоні від 40 до 100% значення кута різниці фаз φ залишається незмінним.

Більша частина дослідників сходяться на думці, що в залежності від величини залишкової ємності найбільше змінюються параметри імпедансу в області частот нижче 0,01 Гц, пояснюючи це тим, що на цій частоті тестового сигналу на значення імпедансу впливають процеси дифузії заряджених частинок, що відображають поточний стан акумулятора.

104. Д.С. Шахрай, Е.С. Сукало, С.С. Попко, Белорусский государственный аграрный технический университет

РАЗРАБОТКА ОРОСИТЕЛЬНОЙ КОНСОЛИ ДЛЯ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ УД-2500

Разработка и внедрение в практику орошаемого земледелия водосберегающих технологий, направленных на повышение эффективности использования поливной воды является одной из приоритетных задач при достижении гарантированных и стабильных урожаев сельскохозяйственных культур.

По предварительным подсчетам на орошение используется на 15-20 % воды больше требуемого количества, что приводит к снижению продуктивности орошаемого гектара. Большое значение имеет влажность в активном слое почвы, которая поддерживается на определенном уровне за счет поливов. Также стоит уделить должное внимание размеру капель искусственного дождя образованного дождевальными насадками, который влияет на равномерность и интенсивность полива [1].

Учитывая это, при разработке и модернизации барабанно-шланговых дождевальных установок стоит рассмотреть возможность замены дальнеструйных дождевальных аппаратов дождевальными консолями, на которых установлены веерные насадки (дефлекторные, секторные, щелевые и т.д.), которые позволяют обеспечить равномерность полива.

На основе проведенного патентного поиска и обзора машин аналогов была предложена конструкция консоли (рисунок 1) для дождевальной установки УД-2500, которая содержит опорную тележку, центральную часть, консоли левую и правую, состоящие из панелей, содержащих элементы, обеспечивающие вертикальную и горизонтальную устойчивость, водопроводящий пояс. Разбрызгивающие органы (насадки) панели шарнирно соединены в нижнем поясе. Водопроводящий пояс выполнен из алюминиевых труб. Элементы, обеспечивающие вертикальную устойчивость фермы выполнены в виде растяжек. Элемент, обеспечивающий горизонтальную устойчивость центральной части фермы и панели, примыкающей к ней, выполнен в виде рамной конструкции, горизонтальная устойчивость остальных панелей обеспечивается

каркасом. Разбрызгивающие органы (насадки) выполнены дефлекторными с регулируемыми параметрами искусственного дождя [1].

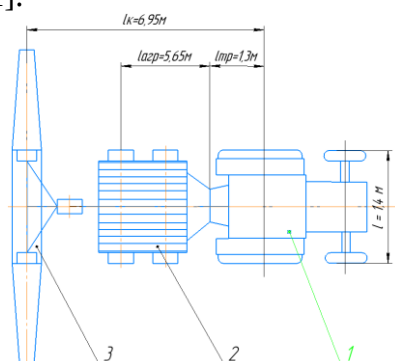


Рисунок 1 – Схема разрабатываемой машины. 1 – Беларус 82.1, 2 – УД-2500, 3 – оросительная консоль

Принцип работы агрегата представлен на рисунке 2. Машина работает гидранта закрытой оросительной сети. Приводится в действие автономной дизель-насосной станцией или водяным насосом, установленным возле водоема и приводимого в действие через карданный вал с помощью ВОМ трактора. Вода подается на гидропривод установки с давлением не ниже 2 атм. От напора нагнетаемой воды турбина гидропривода приводится во вращение и через редуктор передает вращение барабану посредством цепной передачи. На барабан может наматываться до 450 м полиэтиленовой трубы диаметром 90 мм, по которой вода подается непосредственно к дождевальную консоль. Полиэтиленовая труба является тяговым элементом, обеспечивающим перемещение распылителя. Скорость сматывания полиэтиленовой трубы на барабан, а значит и скорость перемещения механизма распыления по полю, может изменяться от 10 до 150 м/ч за счет направления части потока воды от нагнетающего насоса мимо турбины через обводную дросселирующую магистраль.

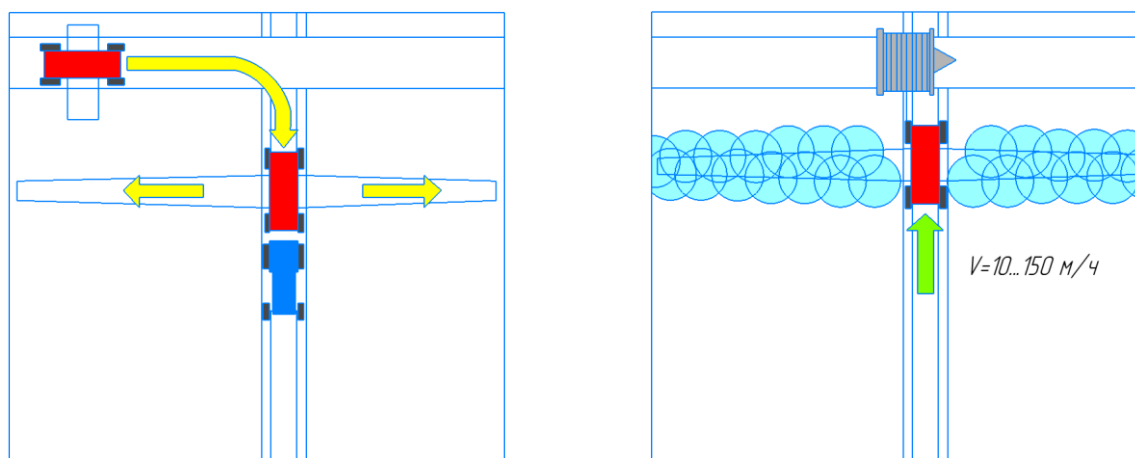


Рисунок 2 – Процесс работы агрегата

Модернизация дождевальной установки УД-2500 путем замены дальнеструйной насадки на оросительную консоль позволит увеличить производительность за счет увеличения рабочей скорости дождевальной установки, повысить равномерность распределения искусственного дождя, а также снизить интенсивность дождя, что позволит избежать эрозии почвы и образования корки. Алюминиевый каркас позволит снизить металлоемкость и уменьшить уплотнение почвы по сравнению с рассмотренными аналогами. Расчётное снижение затрат труда и себестоимости работ составили 50 % и 39 % соответственно. Годовой приведенный экономический эффект составил 1280 руб. Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составил 1,1 года.

Список литературы:

1. Кравцов, А. М. Дожевальная насадка с регулируемыми гидравлическими параметрами / А. М. Кравцов, Д. С. Шахрай, С. С. Попко // Агропанорама. – 2017. – № 5. – С. 9–15.

105. Д.С. Шахрай, А.Н. Новак, К.А. Павловский, Белорусский государственный аграрный технический университет

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БЫСТРОСЪЕМНОГО НАВЕСНОГО КОВША-РАЗДАТЧИКА ДЛЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА АМКОДОР 332

В современных условиях хозяйствования крестьянские (фермерские) хозяйства являются одной из доминирующих по численности организационно-правовых форм коммерческих организаций в аграрном секторе.

На 1 января 2018 года в Республике Беларусь зарегистрировано 3168 крестьянских (фермерских) хозяйств [1]. За последний период стало увеличиваться количество фермерских хозяйств занимающихся разведением КРС. Но из-за малого поголовья (от 50 до 70 голов), покупать кормораздатчик, трактор и погрузчик – экономически не выгодно. Так при расчёте на 60 голов необходимо около 1,8 т кормового материала.

В такой ситуации более рациональным будет применение навесных ковшей-раздатчиков с боковой разгрузкой, который легко справится с раздачей кормов и созданием подстилки. При этом нет необходимости в покупке отдельных машин т.к. ковш-раздатчик крепится на погрузчике.

Проанализировав зарубежные машины-аналоги следует отметить общие недостатки: малый объем ковшей, несовместимость навесных раздатчиков с отечественными раздатчиками. По итогам анализа была предложена модернизация стандартного ковша для Амкодор 332, которая заключается в установке горизонтального шнека, рыхлителя, а также выгрузного окна (рисунок 1).

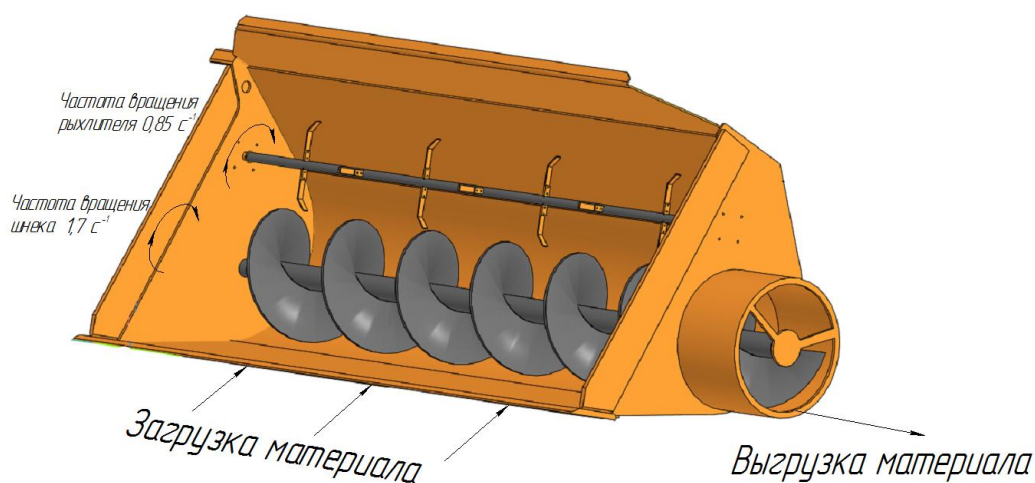


Рисунок 1 – Модернизированный ковш-раздатчик для погрузчика Амкодор 332

Привод шнека и рыхлителя осуществляется гидромотором МГП 200 с рабочим объемом 200 см³ посредством цепной передачи. Рыхлитель предназначен для разрушения крупных агрегатов, частота вращения – 206 мин⁻¹. Частота вращения шнека (103 мин⁻¹) подобрана с учетом необходимой подачи кормовой массы в выгрузное окно.

Предлагаемая конструкция обладает следующими преимуществами:

1. Низкая себестоимость модернизации так как берется стандартный ковш от фронтального погрузчика Амкодор 332.
2. Большая вместимость (объем стандартного ковша – 1,9 м³).
3. Возможность демонтировать шнек для использования ковша в стандартном виде.
4. Производительность ковша-раздатчика – 3,6 т/ч,

Была разработана трехмерная модель и конструкторская документация на ковш-раздатчик, проведен прочностной анализ шнека при заклинивании, а также моделирование процесса раздачи. По итогам работы в КФХ «Славутае» (д. Мироним Ивацевичского района Брестской области) находится в процессе изготовления первый образец.

Использование проектируемой разработки в фермерских хозяйствах позволит увеличить производительность труда на 43%. Срок окупаемости агрегата составит 1,1 года.

Список литературы:

1. Сельское хозяйство Республики Беларусь. Статистический сборник / Национальный статистический комитет Республики Беларусь – Минск, 2018. – 230 с.

106. В.Б. Ловкис, к.т.н., доцент, Н.А. Деменок, О.Д. Тозик, Белорусский государственный аграрный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СЖИГАНИЯ ГЕНЕРАТОРНЫХ ГАЗОВ, ПОЛУЧАЕМЫХ ИЗ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА И ГОРЮЧИХ ОТХОДОВ

ВВЕДЕНИЕ

С целью осуществления устойчивого процесса горения низкокалорийного генераторного газа его сжигание осуществляется на каталитической насадке в виде пористого элемента, на стенки которого наносится каталитически активный материал. Для возможности количественной оценки физических эффектов при процессе горения необходима разработка математической модели, учитывающей особенности фильтрационного горения газа. Изучение влияния структуры пористых материалов на степень турбулизации потока газа и, следовательно, на интенсивность процесса горения составляет предмет данных исследований. Процесс горения топлива в таких сложных условиях, как при его фильтрации сквозь пористую среду, при турбулизации его течения, при наличии каталитических реакций, сопровождается рядом явлений и эффектов весьма сложного характера.

В рамках данной работы произведено построение математической модели отображаемой в виде системы нестационарных одномерных дифференциальных уравнений, включающих в себя уравнения энергии, движения, сплошности и диффузии. Также произведен разбор влияния структуры пористого тела и параметров турбулентности на процессы тепло- и массообмена в пористой среде. Рассмотрены особенности сжигания газа в объеме высокопористого ячеистого материала с каталитическими активными стенками пор и определено влияние материала стенок на процесс горения.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Процесс термического разложения углеводородов с получением генераторных газов весьма сложен. Экспериментально доказано, что этот процесс протекает через ряд параллельных и последовательных реакций с образованием большого количества промежуточных веществ. Например, при разложении метана при 1000°C в качестве промежуточных продуктов были обнаружены этан, ацетилен, бензол и другие углеводороды. Для улучшения процесса горения сжигание горючих газов производится в присутствии катализаторов, наличие катализаторов не изменяет теплоту сгорания, но понижает температуру процесса. Продукты газификации (генераторный газ) целесообразно сжигать в присутствии катализатора, нанесенного на тот или иной вид блочного носителя. В качестве носителя используются пористые керамические материалы [4]. При взаимодействии газов с пористыми материалами, поверхность которых покрыта тем или иным катализатором, во внимание принимаются следующие физические характеристики материалов и катализаторов: теплоемкость, теплопроводность, площадь удельной поверхности катализатора и его химическая активность.

Величина коэффициента тепло- и массопереноса при течении газов в проницаемых структурах зависит от многих факторов. Наиболее существенным из них являются: причина движения (естественная или вынужденная конвекция), режим течения (ламинарный или турбулентный), линейная скорость, теплофизические параметры газа, геометрические форма и размеры каналов.

В зависимости от структуры пористого тела, особенностей его скелета, определяется режим течения газа в пористой среде. Соотношение между градиентом перепада давления газа по пористому телу и его скоростью определяется значением коэффициентов проницаемости. В области высокопористых ячеистых материалов (ВПЯМ) накоплен обширный эмпирический материал [1-4]. Однако, научная информация, представленная в виде разрозненных, не систематизированных между собой эмпирических сведений, неудобна для практического использования. Единственный возможный способ описания свойств пористых проницаемых материалов как функции структурных факторов – это моделирование реальной структуры гипотетической.

Следует отметить, что гипотетическая модель какой бы удачной она не была, характеризуется геометрическими факторами, которые в реальной структуре, как правило не существуют [1-4]. На практике для придания правдоподобия гипотетической модели часто стремятся внести в нее как можно больше геометрических элементов, имитирующих реальную пористую структуру.

Так как высокопористые ячеистые материалы на основе металлов, и на основе керамики получают дублированием структуры пенополиуретана (ППУ), то логично в качестве гипотетической модели ВПЯМ использовать модели которые известны в литературе для описания свойств ППУ. В качестве элементарной ячейки гипотетической структуры может быть использована кубическая модель или модель додекаэдра. Несомненным достоинством ее является универсальность, наглядность и простота инженерных расчетов, позволяющих все зависимости получить в аналитическом виде.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании материалов из приложения [1] были произведены расчеты параметров ячеек пористого тела, применяемого в катализаторе, а также расчет процесса горения в пористом теле. Расчетным путем определено существование турбулентного режима течения газа в пористом теле. Поскольку большинство используемых в технике пористых материалов имеют малый размер пор и связанную с этим низкую проницаемость, основным режимом течения в пористом теле является ламинарный. Существование турбулентного режима в пористом теле, вообще говоря, не является полностью доказанным фактором. В качестве примера была отработана методика расчета процесса горения метана, газа термодинамические свойства которого хорошо известны, а процесс горения которого хорошо изучен. Метан является одним из компонентов газогенераторного газа. В результате расчетов была выявлена зависимость характера полей температур, давлений, скоростей и концентрации горючих компонентов от структурных характеристик пористых элементов.

Список использованной литературы

- 1 Рабинович О.С., Гуревич И.Г. Распространение волн фильтрационного технологического горения в пористой среде с неоднородным составом // ИФЖ. 1998г. Т. 71, №1, С.46-50.
- 2 Футько С.И., Шабуня С.И., Жданок С.А. Приближенное аналитическое решение задачи распространения фильтрационной волны горения в пористой среде // ИЖФ. 1998г. Т.71, №1, С.41-45.
- 3 Помераниев В.В., Арефьев А.М., Ахмедов Д.Б. и др.// Основы практической теории горения: Учебное пособие для вузов; Под редакцией Померанцева В.В 2-е изд., переработанное и дополненное – Л.: Энергоиздат. Ленинградское отделение, 1986 – 312 с.
- 4 Носков А.С., Загоруйко А.Н.// Тез.международ. семинара «Блочные носители и катализаторы сотовой структуры» в.с. – Петербурге. Новосибирск: ИК СО РАН, 1995. – Ч.1. – С.57.

107. В.Б. Ловкис, к.т.н., доцент, О.В. Данильчик, О.Д. Тозик, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБРАЗЦА ИНФРАКРАСНОЙ ГАЗОВОЙ ГОРЕЛКИ

Исходя из полученных ранее расчетных значений [1-3] разработана экспериментальная установка ТИГ-0,0036, который служит для экспериментальных исследований по сжиганию газов на высокопористом ячеистом материале (ВПЯМ) с каталитическим покрытием [2].

ТИГ-0,0036 предназначен для локального обогрева объектов при производстве и переработке сельскохозяйственной продукции (рабочий персонал, скот, птица, сельскохозяйственная техника и оборудование, в том числе сушилки для зерна и тд). Особенностью разрабатываемого излучателя является его универсальность, пригодность для работы на любом газообразном топливе (природный газ, сжиженный и генераторный газ) в любых атмосферных условиях при любой скорости ветра. Общий вид теплоизлучателя представлен на рисунке 1.

2 Журавский Г.И., Мартынов О.Г., Ноготов Е.Ф., Бабенко В.А., Чорный А.Д., Лушиков В.В., Романовский А.В. Тепло- и массообмен в химико- технологических устройствах с высокопористыми ячеистыми материалами. Тез. Докл. и сообщ. / 5Минский международный форум по тепло- и массообмену, 24-28 мая 2004 г., т.2 С 424. Минск, Ин-т тепло- и массообмена им А.В.Лыкова НАН Беларуси, 2004 г.

3 Рабинович О.С., Гуревич И.Г. Распространение волн фильтрационного технологического горения в пористой среде с неоднородным составом // ИФЖ. 1998г. Т. 71, №1, С.46-50.

108. Л.С. Герасимович, академик НАНБ, д.т.н., профессор, В.В. Михайлов, В.А. Паловский, Белорусский государственный аграрный технический университет

ВЛИЯНИЕ СПЕКТРА СВЕТОДИОДНОГО ОСВЕЩЕНИЯ НА НАКОПЛЕНИЕ ФИТОМАССЫ У ТОМАТОВ

В последние годы тепличное овощеводство получило широкое развитие во всем мире, это связано с увеличением потребления населением свежей овощной продукцией. По оценкам экспертов до 2021 г. площадь теплиц в мире будет расти не менее чем 11% в год и достигнет 750-800 тыс. га, что на 51 % больше, чем в 2018 г [1].



Рисунок 1 - Тенденция роста площади теплиц в мире, тыс. га.

ЕС является лидером в мире по площади теплиц – 210 тыс. га, что составляет 42,2 %, на втором месте – Азия (180,5 тыс. га, 36,3 %). Затем с большим отрывом идут Африка (45,3 тыс. га, 9,1%), Северная Америка (31,8 тыс.га, 6,4%), Ближний Восток (14,6 тыс.га, 2,9%), Южная Америка (14 тыс.га, 2,8%) и Океания (1,6 тыс.га, 0,3%). В разрезе стран наибольшие площади теплиц имеют в Китай, Испания, Южная Корея, Япония, Турция - (рисунок 2).



Рисунок 2 - Площадь теплиц в отдельных странах, тыс. га

Природно-климатические особенности Республики Беларусь не позволяют в полной мере реализовать потенциал сельского хозяйства в частности тепличного овощеводства. Осенне-зимний период с низким уровнем солнечной активности и непродолжительным световым днем не позволяет в полной мере раскрыть потенциал выращивания тепличных овощей.

Загрязнение сельскохозяйственных почв и воздуха радиоактивными элементами и тяжелыми металлами имеет серьезные последствия для ведения на них хозяйственной деятельности. Исследование и разработка интенсивных технологий круглогодичного получения овощной продукции в условиях защищенного грунта является важной экономической, энергетической и экологической задачей.

Проблемами выращивания тепличных культур в Республики Беларусь занимаются ЦСОТ НАН Беларуси, РУП "Институт овощеводства", ЦСОТ и др.

В Учреждении образования «Белорусский государственный аграрный технический университет» были проведены лабораторные исследования по выращиванию томатов в условиях искусственного освещения. В результате чего были сделаны следующие выводы:

- использование высокоэффективных светотехнических технологий при облучении томатов значительно увеличивает энергоэффективность их выращивания в малообъемной технологии.

- учитывая, что выращивание овощей в теплицах является энергозатратным и требует значительных капиталовложений, необходимо использовать круглогодичное и многоярусное выращивание, позволяющее более рационально использовать полезную площадь теплицы это позволит снизить амортизационные отчисления, затрат на оплату труда, расходы на энергоресурсы. [2]

Были изучены возможности выращивания овощей в лабораторных условиях в фитотроне на примере гибрида томата Тореро на минеральном субстрате Grodan (Нидерланды) при использовании светодиодных источников оптического излучения с регулируемым спектром излучения. Фотопериод составлял 15 часов, продолжительность опыта 42 дня, до появления первых плодов томатов

Была изучена эффективность применения определенного спектра излучения и их сочетание в светодиодных светильниках ДСП-03 «Фитолед», работа которых предполагала включение и отключение необходимой цветовой группы светодиодов.

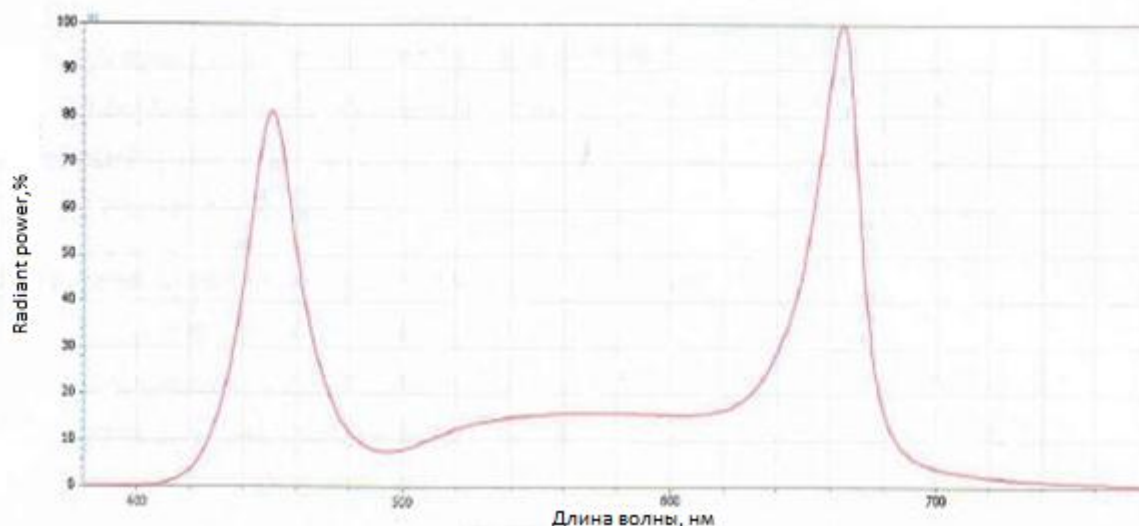


Рисунок 3 - Спектральное распределение излучения светодиодного светильника ДСП

Биологическая масса листьев одного листа и общая масса всех растений каждого варианта опыта определялась с помощью взвешивания на электровесах ВСН.

Измерение площади листьев производилось при помощи программы на ПК с открытым исходным кодом для анализа и обработки изображений «ImageJ». Для этого были получены фотографии листьев томата, а дальнейшая обработка и расчет базировался на работе с цифровым изображением листа.

Таблица - Накопление биомассы томата при регулировании спектра излучения светодиодного светильника

№	Цвет спектра излучения	Масса листьев 1-го растения, г	Общая масса листьев всех растений, г	Общая площадь листьев, см ²
1	Синий (С) (18 Вт/м ²)	2,16	6,64	1618
2	Красный (К) (21 Вт/м ²)	2,37	8,12	1693
3	Белый (Б) (20 Вт/м ²)	3,06	9,14	1819
4	СК(41 Вт/м ²)	4,82	14,89	2966
5	СБ(39 Вт/м ²)	5,12	15,67	3282
6	БС (38 Вт/м ²)	4,89	15,1	3126
7	СКБ (60 Вт/м ²)	8,21	24,88	4129

Анализ результатов измерений биомассы и общей площади листьев томата показал, что лучший результат дает сочетание излучения трех спектров (синего, красного и белого) светильника ДСП.

При использовании одного из спектров излучения были получены низкие результаты как по биомассе, так и по размерам листовой поверхности – растения выглядели недоразвитыми, из-за недостаточной интенсивности источника облучения. Сочетание двух спектров показали средние значения не превышающие накопление общей биомассы в 16 г, и общей площади листьев в 3300 см².

Заключение

Использование светодиодных светильников при искусственном выращивании томатов имеет место при обеспечении в них высоких интенсивностей света. Использование как одного из спектров излучения (синего, красного и белого) так и их неполное сочетание (БК, БС и СК) не дает растениям получить необходимые для роста и развития световые условия. В свою очередь сочетание трех спектров излучения светильника дало существенную прибавку в накоплении биомассы томатов.

При этом исходя из полученных экспериментальных данных светоотдача источника должна составлять не менее 50 Вт/м², и оптимальный спектр излучения, который в полной мере удовлетворяет требованиям облучаемого растения.

Стоит отметить, что результаты проведенного эксперимента применимы на начальных стадиях развития листовой поверхности томатов и накопления ими биомассы, и не отражали данных об окончательной урожайности растений в виде сбора плодов томата.

Литература

1. АгроБизнес [Электронный ресурс] // Мировые и российские перспективы тепличного овощеводства: [библиогр. указ.] / Краснодар, [2018–]. URL: <http://agbz.ru/articles/mirovyie-i-rossiyskie-perspektivy-teplichnogo-ovoshevodstva>.
2. Сельмен В.Н. Оценка возможности альтернативных технологий производства сельскохозяйственной продукции [Текст] /В.Н. Сельмен// Комплексные мелиорации – средство повышения продуктивности сельскохозяйственных земель. Материалы международной научной конференции. – М.: Изд. ВНИИА, 2014. – С. 431–435.

109. П.В. Кардашов, к.т.н., доцент, В.С. Корко, к.т.н., доцент, И.Б. Дубодел, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет

ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ЗЕРНОВОЙ МАССЕ, ОБРАБОТАННОЙ ПОСТОЯННЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ

В основе технологического действия постоянного электрического тока при обработке зерновой массы лежит комплекс электрофизикохимических явлений, рассмотрение которых необходимо для разработки установки электротермохимической обработки фуражного зерна.

Фуражное зерно, измельченное и увлажненное водным раствором химреагента – зерновая масса, которая состоит из двух фаз: дисперсной среды (увлажняющий раствор химреагента) и дисперсной фазы (макрочастицы растительной ткани зерна).

Общий (измеряемый) ток j , проходящий через зерновую массу в процессе обработки можно разделить на две составляющие: ток сквозной проводимости j_α , не пересекающий границу раздела раствор-твердая фаза и ток j_β , пересекающий границу раздела раствор-твердая фаза.

Ток сквозной проводимости j_α протекает от одного токоподводящего электрода к другому по жидкостной матрице системы и обеспечивает термическую активацию компонентов среды.

Собственно технологическое «нетепловое» действие оказывает ток

$$j_\beta = j_C + j_F. \quad (1)$$

где j_C – ток перезарядки двойного слоя; j_F – фарадеевский ток.

Ток j_C обуславливает явления поляризации свободных и связанных зарядов зерновой системы, происходящих на уровне первичных структур вещества – клеточных растительных мембран. И здесь важную роль играют ориентационная и концентрационная поляризации (а также специфическая адсорбция).

Растительная ткань, помещенная в раствор химреагента, адсорбирует на поверхности активные ионы вида i , поверхностная концентрация C_i^s которых определяется законом распределения Больцмана

$$C_i^s = C_i^o \delta_o \exp\left(-\frac{g_i + z_i F \psi_1}{RT}\right), \quad (2)$$

где C_i^o – концентрация ионов в объеме раствора; g_i – энергия химической и специфической адсорбции ионов; $z_i F \psi_1$ – энергия электростатической адсорбции; z_i – заряд иона с учетом знака; ψ_1 – потенциал внешней плоскости Гельмгольца двойного слоя; δ_o – толщина плотной части двойного слоя.

Ориентационной поляризованностью из-за сравнительно малых значений можно пренебречь. Концентрационная поляризация проявляется в большей степени. Рассмотрим это явление на модели в виде клеточной растительной мембраны, по обе стороны которой находится водный раствор с химически активными ионами.

При обработке фуражного зерна активными ионами являются катионы H^+ (H_3O^+) и анионы OH^- . Присвоим величинам, связанным с потоком анионов индекс 1, а катионов – 2. Величины, относящиеся к анодной (обращенной к аноду) стороне мембраны будем обозначать индексом «а», а к катодной стороне – «к», концентрацию анионов за пределами диффузионного слоя – C_{1a}^o , катионов – C_{2a}^o , толщину диффузионных слоев на анодной и катодной сторонах – соответственно δ_a и δ_k поверхностные концентрации анионов на анодной и катодной сторонах мембраны – C_{1a}^s , C_{1k}^s , катионов – C_{2a}^s , C_{2k}^s .

Примем, что в рассматриваемой модели ток протекает перпендикулярно плоскости мембраны. Растительная ткань обладает избирательностью поглощения к ионам OH^- и H_3O^+ по сравнению с другими видами. Катионы H^+ (H_3O^+) взаимодействуют с полисахаридами зерна и быстро перемещаются по его структурным элементам, связывающим макромолекулы. Механизм переноса ионов через растительную мембрану имеет общие черты с процессами в ионообменных биологических и керамических мембранах.

Основываясь на принятых в электрохимии подходах при описании концентрационной поляризации на электродах и принимая для упрощения равенство толщин диффузных слоев анодной δ_a и катодной δ_k сторон растительной мембраны можем записать:

$$\begin{cases} C_{1a}^s = C_{1a}^o \left(1 + \frac{j_1}{j_{1m}}\right); C_{1k}^s = C_{1a}^o \left(1 - \frac{j_1}{j_{1m}}\right); \\ C_{2a}^s = C_{2a}^o \left(1 - \frac{j_2}{j_{2m}}\right); C_{2k}^s = C_{2a}^o \left(1 + \frac{j_2}{j_{2m}}\right), \end{cases} \quad (3)$$

где j_1 , j_2 – ток, создаваемый собственно потоком анионов и катионов;

j_{1m} , j_{2m} – предельные (максимальные) значения, соответственно, тока анионов и катионов, определяемые выражениями:

$$j_{1m} = \frac{z_1 F D_1 C_{1a}^o}{\Delta n_1 \delta_a}; \quad (4) \quad j_{2m} = \frac{z_2 F D_2 C_{2a}^o}{\Delta n_2 \delta_k}, \quad (5)$$

где z_1 , z_2 – заряды анионов и катионов; F – число Фарадея; D_1 , D_2 – коэффициенты диффузии анионов и катионов; Δn_1 , Δn_2 – разность чисел переноса анионов и катионов в фазе мембраны и раствора.

Как видно из (3) протекание токов анионов и катионов через растительную мембрану сопровождается повышением концентрации катионов на анодной, а анионов на катодной стороне мембраны.

чувствительными приемниками энергии поля. Каждая клетка представляет собой микроэлектрохимическую систему с мембранами - электродами и электролитом - внутриклеточной жидкостью. Протекание внешнего тока сопровождается электролизом. В системе происходит концентрационная поляризация свободных зарядов - накопление разноименных ионов на противоположных сторонах мембраны, ориентационная и активационная поляризация связанных зарядов вещества мембраны. До определенной плотности поляризующего тока происходит, активация клеток и повышение их жизнедеятельности в результате интенсификации обменных и других процессов [2].

В сельском хозяйстве и в пищевой промышленности существует потребность в увеличении простых и экологически чистых способов, повышающих всхожесть семян и сокращающих сроки их прорастания.

В первую очередь стоит задача в необходимости стимулировать начальный период прорастания семян, активизировать процессы обмена веществ в них и на этой основе ускорить данный процесс.

Среди современных методов обработки семян перед проращиванием особое место занимают воздействия физических факторов, в частности способы стимулирования прорастания с применением электрических [2], магнитных [3], импульсных [4], электромагнитных [5] полей.

В практическом отношении представляет интерес воздействие на ячмень переменного неоднородного электрического поля высокой напряженности [6].

В виду этого, в данной работе проводилось исследование по воздействию на зерна пивоваренного ячменя неоднородного электрического поля высокой напряженности и влиянием времени отлежки между электрообработкой и проращиванием.

Методика исследования заключалась в следующем: для эксперимента были отобраны семь проб по 500 зерен каждая и одна контрольная. №1 – 8 дней отлежки, №2 – 5 дней отлежки, №3 – 4 дня отлежки, №4 – 3 дня отлежки, №5 – 2 дня отлежки, №6 – 1 день отлежки, №7 – без отлежки, №8 – контроль.

Активацию роста семян осуществляли с помощью неоднородного электрического поля высокой напряженности. Исследования проводили в НИАЛ БГАТУ, при температуре 17°C. Энергию прорастания каждой аналитической пробы (X) вычисляли по формуле, % [7]:

$$X = \frac{500 - n}{500} \cdot 100, \quad (1)$$

где n – количество зерен, не проросших к моменту определения энергии прорастания, шт;
500 – количество зерен в аналитической пробе, шт.

Исследования проводились пять раз. Данные по энергии прорастания, среднему количеству и средней длине корешков приведены в таблице 1 по средним показателям за пять экспериментов.

Таблица 1. Энергия прорастания, среднее количество и средняя длина корешков.

Образец	Ср. длина, мм	Ср. кол-во корешков, шт	Энергия прорастания, %
1	22,7	4,3	92
2	26,48	4,9	92
3	26,7	5,1	93
4	30,72	4,92	94
5	27,76	5,46	96
6	32,14	5,22	95
7	30,48	4,48	94
8	22,18	3,64	90

По результатам экспериментов видно, что предварительная электрообработка пивоваренного ячменя увеличивает энергию прорастания, длину и количество корешков.

Так же, стимулирование прорастания пивоваренного ячменя с помощью переменного неоднородного электрического поля высокой напряженности увеличивает энергию прорастания, длину и количество корешков и, что наиболее эффективнее производить электрообработку за 1-4 дней до замачивания зерна.

Выяснили, что при увеличении времени отлёжки до 7 дней количество корешков и их длина становятся меньше, но всё равно превышают эти же показатели контрольного образца. Энергия прорастания так же уменьшается с увеличением времени отлежки, однако её показатели выше показателей необработанного зерна (контрольной пробы).

Из опыта можно сделать вывод, что переменное неоднородное электрическое поле высокой напряженности действительно оказывает влияние на биологические процессы жизнедеятельности семян.

Литература

1. Меледина Т.В., Прохорчик И.П., Кузнецова Л.И. Биохимические процессы при производстве солода: Учеб. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 89 с.
2. Электротехнология/ В.А. Карасенко, Е.М. Заяц, А.Н. Баран, В.С. Корко. – М.: Колос, 1992. – 304с.: ил. – (Учебники и учебные пособия для высших учебных заведений).
3. Новицкий Ю.И. Действие магнитного поля на сухие семена некоторых злаковых// Совещание по изучению влияния магнитных полей на биологические объекты: тез. докл. – М., 1996. – с.50.
4. Мерзликин А.Ю., Зорин А.В., Борисенко А.А., Брачихин А.А. Оптимизация процесса проращивания ячменя при производстве пива под действием постоянного магнитного поля./Научный потенциал студенчества – будущему России/ Материалы Всероссийской научной студенческой конференции. Ставрополь: СевКавГТУ. - 2006. – 212с.
5. Левин М.Н., Битюцкая Л.А., Панкратьева Е.А., Саврасова О.А. Стимулирование процессов прорастания семян воздействием импульсных электромагнитных полей// Физические проблемы экологии: тез. докл 2 всеросс. науч. Конф. – М., 1999. – с. 108.
6. Бондарчук О.В. Стимулирование прорастания пивоваренного ячменя электрическим полем высокой напряженности / О.В. Бондарчук // Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь : Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції, м. Житомир 29-29 березня 2018 року. – С 201-203..
7. ГОСТ 10968-88 «Зерно. Методы определения энергии прорастания и способности прорастания».

111. А.О. Науменко, О.А. Науменко, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

РОЗБУДОВА МЕРЕЖІ РЕЦИКЛІНГА ТЕХНІКИ АПК УКРАЇНИ

Рециклінг сільськогосподарських машин та обладнання нове явище в економічній діяльності підприємств агропромислового комплексу України. Рециклінг техніки охоплює систему техніко-технологічних та економічних заходів з вторинного використання, перероблення і споживання та утилізації її елементів.

Утилізація сільськогосподарської техніки пов'язана з негативними наслідками впливу на навколишнє середовище, екологічну безпеку, життя та здоров'я громадян.

До нинішнього часу стан утилізації с.г.техніки знаходиться на надзвичайно низькому рівні. Це пов'язано з відсутністю організаційної системи сфери рециклінга в регіонах, неефективною нормативно-правовою базою, дистанціюванням від проблеми державних структур і об'єднаних громад. Ці перешкоди повинен був подолати Закон України «Про утилізацію транспортних засобів» №20-21 зі змінами 2014, 2015, 2017 років, який визначив правові, організаційні та економічні засади утилізації техніки. Відповідно до Закону визначені і суб'єкти господарювання, які здійснюють утилізацію, вимоги до пунктів прийому та розбирання машин, застосування технологічних процесів при проведенні із складовими частинами.

Сільськогосподарські машини складаються із елементів, які мають азбест, свинець, кислоти, пластик тощо.

Звичайно розвиток рециклінгу в Україні перш за все передбачає створення ефективного організаційно-економічного механізму.

Перспективи створення відповідних виробництв залежить від наявності кількісного і модельного об'єму машин і механізмів [1]. Тому нами була досліджена кількість списаної техніки по регіонах України.

Як свідчить проведений аналіз (рис.1) найбільш перспективний для створення підприємств рециклінгу є центральний регіон, де щорічно списується біля 700 тракторів, 427 вантажних автомобілів, біля 200 зернозбиральних комбайнів. В цьому регіоні, та і в цілому по Україні домінує

Полтавська область, в якій підлягають утилізації 180...250 тракторів, 100-185 вантажних автомобілів, 40-50 зернозбиральних комбайнів.

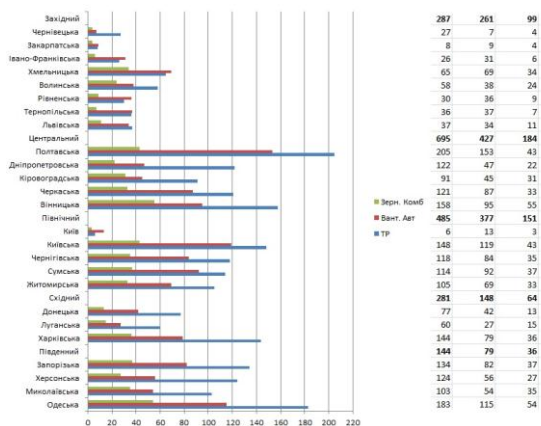


Рисунок 1. Середньорічна кількість списання машин і обладнання по регіонах України

Західний регіон найменше дає об'єктів для утилізації, а Чернівецька і Закарпатська області щорічно менше 10 машин списують із експлуатації.

Таким чином досить значні об'єми сільськогосподарських машин, які вибувають із експлуатації щорічно вимагають створення відповідної мережі підприємств з рециклінгу.

Цей сектор аграрної економіки в найближчий час буде тільки розвиватися і приваблювати все більше уваги з боку інвесторів.

Список використаних джерел

1. Науменко О.А., Магац М.І. Аналіз можливих об'ємів утилізації сільськогосподарської техніки. / Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання», Київ, НУБіП, 2019, с.221-222.

112. В.Н. Кондратьев, д.т.н., профессор, РУП «Институт мелиорации», С.И. Оскирко, к.т.н., Ю.А. Напорко, Белорусский государственный аграрный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ ВЫСЕВАЮЩЕЙ ШТАНГИ ДЛЯ ВЫСЕВА СЕМЯН РАПСА МЕТОДОМ ГИДРОПОСЕВА

Введение

Изучая технологии гидропосева мелкозернистых семян трав: которые широко распространены в мелиорации Республики Беларусь, в УО БГАТУ впервые было принято решение о разработке технологии высева ярового и озимого рапса методом гидропосева, совмещая при этом высев семян рапса с поливом и внесением удобрений в виде подкормки, использованием регуляторов роста и т.д.

Для обоснования возможности разработки такой технологии были изучены конструктивные параметры гидросеялок их гидросистем высева суспензий с семенами трав.

Для увеличения производительности гидросеялки улучшения средней равномерности распределения семян рапса по поверхности поля было принято решения усовершенствования гидросеялки путем замены рабочего органа гидрометателя на высевающую штангу с насадками дефлекторного типа [1].

Основная часть

Из анализа гидравлических систем гидросеялок следует, что их модульная часть, включающая цистерну с механическими мешалками, центробежный насос с трубопроводами, подводящими суспензию от насоса к рабочим органам, могут быть использованы при разработке экспериментальной установки. С этой целью были выбраны модульные составляющие гидросистем высева гидросеялок МК-14А-1, ПО-2, «Finn Super» (Таблица 1).

Таблица 1 – Техническая характеристика гидросеялок – аналогов экспериментальной установки.

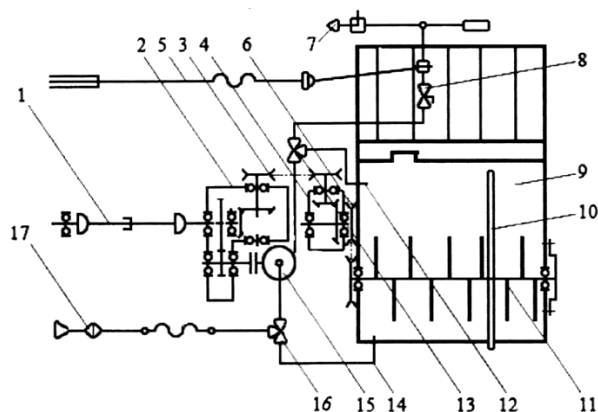
Показатели	МК-14А-1	ПО-2	«Finn Super»
Производительность при посеве, м ² /ч	1320-1350	2000-4000	3,24 га/смену
Скорость движения, км/ч рабочая	до 5,0	3,6	-

транспортная	до 11,0	до 25	
Вместимость цистерны, м ³	5,0	4,0	4,54
Насос: тип марка	центробежный ФГ 51/58-А или типа СД		центробежный червячный
Напор, развиваемый насосом, Мпа	0,6	0,6	0,6
Дальность полета струи суспензии, м	до 40	до 40	до 60
Обслуживающий персонал тракторист оператор	1 1	1 1	водитель 1
Высота забора воды из водоема, м	5,0	5,0	1,0
Привод рабочего оборудования	ВОМ трактора	ВОМ трактора	автономный двигатель

Гидросеялка «Finn Super» выпускается в Швейцарии по патенту США и предназначена для защиты насыпей горных склонов от ветровой и водной эрозий. Она смонтирована на базе шасси грузового автомобиля. Встроенный автономный дизельный двигатель приводит во вращение центробежный насос и мешалку [2].

Следует отметить, что использование автономных двигателей в гидросистемах зарубежных гидросеялок увеличивает эксплуатационные издержки в 1,25-1,5 раза. В тоже время в технологическом процессе гидропосева не полностью используется мощность двигателя трактора или автомобиля [2].

Поэтому авторами было принято решение, при разработке экспериментальной установки, использовать модульную часть гидравлической системы гидросеялки ПО-2 (рисунок 1 и таблица 1).



- 1 – вал карданный; 2, 4 – редуктор; 3, 6 – цепная передача; 5 – шланг; 7 – гидрометатель;
8 – вентиль; 9 – цистерна; 10 – водоотвод; 11 – мешалка; 12, 14 – трубопровод;
13, 16 – кран трехходовой; 15 – насос; 17 – рукав заборный.

Рисунок 1 – Гидрокинематическая схема гидросеялки ПО-2 конструкции БелНИИМиЛ[2]

Гидросеялка ПО-2 прицепная и агрегируется с тракторами класса 14-30 кН. Привод центробежного насоса 15 осуществляется от ВОМ трактора через карданную передачу 1 и редуктор 2. Крутящий момент через карданную передачу 1, редуктор 2, цепную передачу 3, конический редуктор 4 и цепную передачу 6 передается на вал мешалки 11. Цистерна 9 заправляется жидкими компонентами суспензии с помощью центробежного насоса 15 через трубопровод 12 при соответствующем положении трехходовых кранов 13 и 16. Твердые компоненты загружаются вручную.

При посеве суспензия из цистерны 9 через трубопровод 14, трехходовой кран 16 поступает в центробежный насос 15 и далее под давлением через трехходовой кран 13 к вентилю 8 гидрометателя 7. Распределение суспензии регулируется оператором гидросеялки [2].

Предлагаемая конструкция высевашей штанги, разработанной в УО БГАТУ, включает модульную часть гидросистемы, состоящую из трубопровода, подводящего суспензию к бачка-смесителю, бачка-смесителя, трубопроводов подводящих суспензию к дефлекторным насадкам;

дефлекторных насадок, смонтированных на штанге и распределяющих суспензию с семенами рапса по поверхности поля (рисунки 2,3) [1].

Бачок-смеситель установлен на центральной части рамы высевающей штанги и соединен трубопроводом с центробежным насосом. Верхняя крышка бачка-смесителя оснащена краном выпуска воздуха, манометром, предохранительным клапаном и сетчатым фильтром, а днище – сливным краном.

Цилиндрическая часть бачка-смесителя имеет отводы, соединенные трубопроводом с дефлекторными насадками.

Рама высевающей штанги с помощью гидроцилиндров может перемещаться в вертикальной плоскости, а дефлекторные насадки, установленные на высевающей штанге, влево и вправо для осуществления их настройки относительно поверхности засеваемого поля (рисунок 3) [3].

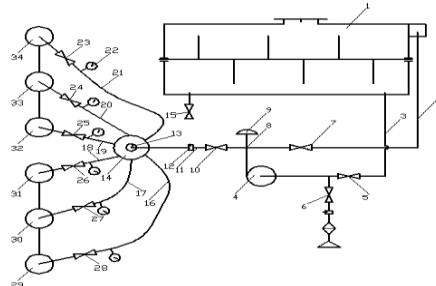


Рисунок 2 – гидрокинематическая схема экспериментальной гидросеялки

1 – цистерна с мешалкой; 2, 3, 8, 11, 13 – трубопроводы; 4 – насос; 5, 6, 7, 10, 15 – краны; 9 – заглушка;

12 – быстросъемный замок; 14 – бачок-смеситель; 16, 17, 18, 19, 20, 21 – трубопроводы к насадкам; 22 – манометр;

23, 24, 25, 26, 27, 28 – запорные краны, 29, 30, 31, 32, 33, 34 – насадки.

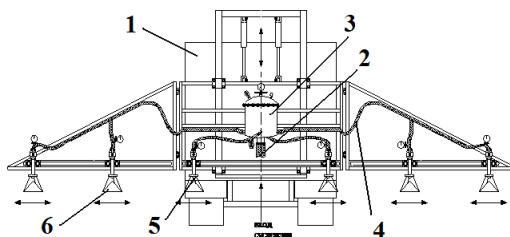


Рисунок 3. – Высевающая штанга с бачком-смесителем.

1 – цистерна с мешалкой; 2 – трубопровод от насоса; 3 – бачок-смеситель;

4 – трубопроводы к насадкам; 5 – насадка; 6 – конус насадки.

Выводы

1. Высевающую штангу, как сменный рабочий орган, возможно использовать в конструкции других гидросеялок, например АУГ-3 (РУП «Институт мелиорации»).

2. При посеве рапса высевающей штангой с дефлекторными насадками увеличивается равномерность распределения семян по площади до 85-95%.

3. Установка высевающей штанги исключает необходимость использования труда оператора гидросеялки.

Список литературы

1. Гидросеялка: пат. 17287 Республика Беларусь МПК A01C 7/04 / В.Н. Кондратьев, Ю.А. Напорко, С.И. Оскирко; заявитель Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», – №и 20101855; заявл. 21.12.09; опубл. 27.03.13, Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – №3. – С.51.
2. Разработать агрегат для ухода за агротехническими сооружениями: Отчет о НИР (Заключ.) / РУП «Институт мелиорации» НАН Беларуси; рук. Темы В.Н. Кондратьев. – Минск, 2009. – 91с. – №ГР20067119.
3. Кондратьев В.Н. К обоснованию основных параметров конструкции высевающей штанги для гидропосева мелкозернистых семян / В.Н. Кондратьев, Ю.А. Напорко, С.И. Оскирко // Мелиорация. – 2016, №2(76). – С. 30-40.

113. Ю.Д. Карпиевич, д.т.н., доцент, И.И. Бондаренко, Д.Г. Лопух, М.А. Каптур, студент, Н.Н. Казеко, студент, Белорусский национальный технический университет, Белорусский государственный аграрный университет, ГНУ «ОИИ НАН Беларуси»

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ ПОВОДКОВОГО МОМЕНТА

Введение

Несоосность установки ведомого диска сцепления, а также, перекося ведомого диска при выключенной муфте приводят к неполному выключению муфты сцепления и возникновению поводкового момента.

Основная часть

В статье представлены результаты моделирования процесса буксования муфты сцепления грузового автомобиля при наличии поводкового момента муфты.

Как показывают стендовые испытания, величина поводкового момента для моторно-трансмиссионной установки в составе двигателя Д-245.9, сцепления Hammer MF-362 и коробки передач СААЗ-695Д составляет до 1,5 Нм.

Для определения параметров процесса работы муфты (мощности и работы трения) во время переключения передачи нами была разработана динамическая модель моторно-трансмиссионной установки автомобиля. Применена упрощенная двухмассовая модель [1].

Уравнения движения масс данной динамической модели имеют следующий вид:

$$J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_{mp}; \quad J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{mp} - M_2,$$

где J_1 - представляет собой момент инерции вращающихся и поступательно движущихся деталей двигателя внутреннего сгорания, а также маховика и ведущих элементов муфты сцепления;

J_2 - момент инерции лабораторных инерционных масс, имитирующих инерционные массы, связанные с ведомыми элементами муфты;

ω_1 и ω_2 - угловые скорости ведущих и ведомых дисков муфты сцепления;

M_1 и M_2 - приведенные к валу муфты крутящие моменты двигателя M_d и суммарного сопротивления M_c ;

$M_{тр}$ - момент трения муфты.

Для муфт сцепления основными характеристиками нагруженности являются работа сил трения $A_{тр}$ и мощность сил трения $N_{тр}$, характеризующие износ и нагрев поверхностей трения.

Для моделирования наихудших условий работы муфты сцепления зададимся временем синхронизации $t_c = 2c$. [2]

Для расчета приращения температуры на поверхности ведомого диска сцепления приняты следующие исходные данные исходя из конструктивных особенностей и параметров материалов муфты сцепления:

- начальная температура дисков $t_{нач} = 0$ °С,

- толщина дисков $h = 11$ мм,

Теплофизические характеристики стали:

c_{γ} - объемная теплоемкость, $3,98 \cdot 10^6$ Дж/м³ К;

λ - коэффициент теплопроводности, 43,6 Вт/м К;

k - коэффициент распределения тепловых потоков 1,0;

a - коэффициент температуропроводности $0,11 \cdot 10^{-4}$ м²/с;

Для автоматизации процесса расчета показателей нагруженности сцепления применена система визуального объектно-ориентированного программирования Dilphi.

Результаты моделирования процесса буксования муфты сцепления при переключении передачи представлены на рис.2. Приращение температуры на поверхности диска составляет 0,04°С.

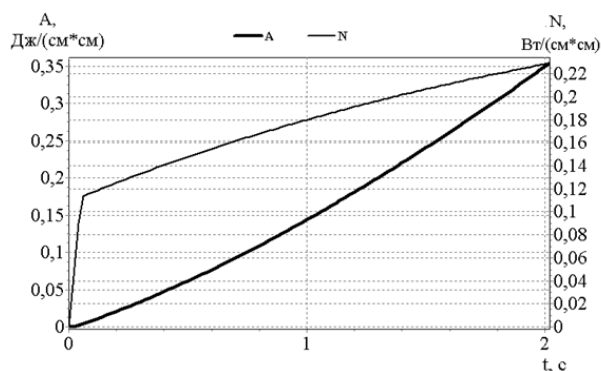


Рисунок 2 - График изменения удельной работы и мощности трения муфты сцепления в процессе буксования

Заключение

Результаты моделирования показывают, что за время переключения (включения) передачи передаваемый момент муфты составляет 1,8 Нм. При этом удельная работа трения муфты достигает максимального значения $0,35 \text{ Дж/см}^2$, мощность трения – $0,22 \text{ Вт/см}^2$.

Список использованной литературы

1. Ксенович И.П., Гоберман В.А. и др. Наземные тягово-транспортные системы. Том 2. Аспекты технико-эргономического и экологического проектирования и конструирования наземных тягово-транспортных систем. – М. «Машиностроение», 2003. – 879 с.
2. Шарипов В.М., Эглит И.М. Синхронизаторы. Учебное пособие для студентов специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение». – М.: МГТУ «МАМИ», 2001. – 28 с.

114. Г.И. Гедроить, В.В. Михалков, Белорусский государственный аграрный технический университет

СПЕЦИАЛЬНЫЕ АВТОМОБИЛИ ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

Основным фактором развития агропромышленного сектора является внедрение современных технологий производства сельскохозяйственной продукции. Такие технологии могут быть созданы только на базе высокопроизводительных, ресурсосберегающих и надежных комплексов машин, обеспечивающих высококачественное выполнение технологических операций при минимальных затратах материальных и трудовых ресурсов.

В Республике Беларусь в связи с развитием сети дорог, укрупнением хозяйств автомобили играют важную роль в реализации технологий. Базовым автомобилем является МАЗ-5516. Однако ходовая часть этого автомобиля создана для дорожных условий. Для работы в полевых условиях имеется возможность усовершенствовать ходовую часть путем установки вместо колес с шинами 12.00R20 колес с шинами 525/70R21, 16.00R20 [1]. При этом давление на почву снижается на 40...68%, однако возникает ряд конструкционных и компоновочных проблем.

Остается открытым вопрос по обеспечению работы автомобилей на влажных почвах и допустимого уровня воздействия их ходовых систем на почву. Ниже приводится обобщение информации по опыту создания специальных машин для работы в полевых условиях.

Из специальных автомобилей для выполнения полевых работ следует отметить Урал – 5557 [2]. Автомобиль выпускался с 1984 года. В основной комплектации автомобиль выпускался в виде самосвала. Однако предусматривалась модификация с оборудованием для транспортировки и внесения минеральных удобрений. Особенностью данного автомобиля являлось применение колесной формулы 6×6 и шин с регулируемым давлением воздуха 1200×500-508 (таблица 1).

Оригинальной ходовой частью была оборудована машина для внесения удобрений МВУ-30, выпускалась Минским автомобильным заводом. Для нее были созданы специальные шины 71×47-25. Колесная формула – 3×2. Машина отличалась высокой проходимостью, скоростью движения и производительностью, которая в 6...8 раз превышала производительность агрегата МТЗ-80 + 1 РМГ-4 [3]. Минский автомобильный завод продолжил работы по созданию автомобиля для полевых работ и в 2000-х годах на базе шасси МАЗ-631705 совместно с ОАО «БобруйскАгромаш» создал автомобиль для химизации МСХ-10. На данном автомобиле установлены шины 550/70R21, а также он оборудован системой централизованного регулирования давления в шинах.

Таблица 1 – Технические характеристики специальных машин для аграрного сектора

Технические характеристики	Марка машины			
	Урал 5557	МВУ– 30	МЭС – 90 СХ (на базе ГАЗ 33086)	МСХ – 10 (на базе МАЗ 631705)
Колесная формула	6×6	3×2	4×4	6×6
Грузоподъемность, кг	7000	8000	4000	10000
Объем кузова, м ³	8,8	6,8	3,86	9
Дорожный просвет, мм	360	–	300	350
Давление воздуха в шинах, МПа	0,1...0,35	0,07...0,17	0,1...0,26	0,1...0,54
Марка шины	ИД-П 284	Ф-82	DT-46	Бел-66А
Размер шины	1200×500-508	71,0×47,0-25	500/50R22,5	550/70R21

Для аналогичных целей разработан и вариант мобильного энергетического средства МЭС-90СХ [4]. В процессе испытаний давление воздуха в шинах 600/50R22,5 снижалось до 45 кПа.

Таким образом специальные автомобили для полевых работ создавались в последние десятилетия преимущественно для внесения минеральных удобрений. Это связано с необходимостью выполнять эту операцию в оптимальные агросроки, когда влажность почвы высока, после таяния снегов. Рассмотренные образцы могут быть прототипами в разработке автомобиля с расширенными функциями для полевых работ. Грузоподъемность такого автомобиля может составить 4...10 тонн. По нашей оценке применение ходовых систем, аналогичных рассмотренным, может обеспечить допустимое давление на почву влажностью 0,6...0,7 НВ (наименьшей влагоемкости) [5]. При этом ходовая система машины типа МВУ-30 может обеспечить допустимое давление при влажности почвы до 0,9 НВ.

Выводы

В связи с развитием сети дорог и укрупнением хозяйств целесообразна разработка автомобиля для полевых работ грузоподъемностью 4...10 тонн. Необходимо предусмотреть возможность применения сменного рабочего оборудования в т. ч. для внесения минеральных удобрений.

Литература

1. Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : сборник научных статей Международной научно-практической конференции (Минск, 21–23 ноября 2018 года) / редкол.: В. П. Чеботарев [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2018. – 688 с. – стр. 217 – 220.
2. Автомобиль-самосвал Урал-5557 сельскохозяйственного назначения. Руководство по эксплуатации / Москва: Автоэкспорт. – 246 с.
3. <http://truck-auto.info/maz/559-mvu-30.html>
4. Зайцев, С.Д. Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств широкопрофильной шины / С.Д. Зайцев, Л.С. Стребленченко, С.В. Гончаренко, В.И. Прядкин / «Тракторы и сельхозмашины», 2010. – №8. – С. 25–27.
5. Техника сельскохозяйственная. Нормы воздействия движителей на посеву: ГОСТ 26955-86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 5 с.

115. Г.И. Гедроить, к.т.н., доцент, С.В. Занемонский, Белорусский государственный аграрный технический университет

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УРОВНЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ

В настоящее время в Беларуси нормы воздействия движителей на почву регламентируются ГОСТ 26955-86 [1], а методы их определения ГОСТ 26953-86, ГОСТ 26954-86 [2, 3]. В качестве нормируемых показателей приняты максимальные давления на почву и максимальные нормальные напряжения в почве на глубине 0,5 м. Основой определения показателей для колесных движителей являются данные о контурной площади контакта протектора шины и ширине отпечатка на жестком основании при известной нормальной нагрузке на колесо. Для образцов техники эти параметры определяются экспериментально. В тоже время при создании машин рассматриваются разные варианты распределения веса машины, комплектации шинами, заказа новых моделей шин. При этом важно оценить нормативные показатели воздействия движителя на почву для разных вариантов.

Аналитически рассчитать параметры пятна контакта шины с жестким основанием можно по формулам:

$$a = 2K_L \sqrt{2R\lambda}; \quad (1)$$

$$b = 2K_B \sqrt{2r\lambda}; \quad (2)$$

$$F = \frac{\pi}{4} \varepsilon ab = 2\pi K_L K_B \lambda \varepsilon \sqrt{Rr}, \quad (3)$$

где F, a, b - соответственно контурная площадь, длина и ширина пятна контакта;

R, r - соответственно радиусы шины и беговой дорожки протектора;

K_L, K_B - коэффициенты длины и ширины пятна контакта. Показывают во сколько раз реальные длина и ширина пятна контакта меньше, чем расчетные по формулам для хорд окружностей с радиусами R и r ;

ε - коэффициент формы пятна контакта. Показывает во сколько раз контурная площадь пятна контакта отличается от расчетной по формуле для эллипса;

λ - деформация шины.

Для ряда шин используемых на сельскохозяйственной технике значения коэффициентов K_L, K_B, ε изменяются соответственно в пределах 0,71...0,83, 0,73...0,87 и 1,04...1,14 [4].

В нормативной документации, каталогах по шинам, как правило, приводятся значения диаметра шины D , ширины профиля B и часто статического радиуса r_{cm} . Указываются также соответствующие нагрузка и давление воздуха в шине. При этом несложно определить радиус и деформацию шины. Более проблематично определить радиус кривизны беговой дорожки протектора. При наличии образца шины после измерения ширины и высоты беговой дорожки протектора указанный радиус можно рассчитать по формуле:

$$r = \frac{B_{np}^2 + 4\Delta}{8\Delta}, \quad (4)$$

где B_{np} - ширина беговой дорожки протектора;

Δ - высота беговой дорожки протектора.

При отсутствии сведений о значениях r, B_{np}, Δ предлагается использовать эмпирические данные. Обобщение результатов эксперимента (таблица 1) показывает, что значение радиуса кривизны беговой дорожки протектора составляет 0,71...1,17 от ширины профиля шины. Большие значения соответствуют шинам с более плоской беговой дорожкой. Среднее значение составило 0,85. Следовательно, в предварительных расчетах можно принять $r \approx 0,85B$.

Таблица 1. Соотношение параметров шин

Параметры	Типоразмер шины					
	16,5/70-18	22/70-20	16,5L18	1300x750	1140x700	1140x600
Отношение радиуса кривизны протектора к ширине профиля шины	0,73	0,74	0,71	0,78	1,17	0,99
Отношение ширины пятна контакта к ширине профиля шины	0,73	0,79	0,69	0,66	0,74	0,79

В то же время отношение ширины пятна контакта к ширине профиля шины при допустимой деформации шины $[\lambda]$ составляет 0,66...0,79, т.е. пределы изменения более узкие, чем в предыдущем случае. Поэтому, при недостатке информации о значении радиуса кривизны беговой

дорожки протектора, ширину пятна контакта при допустимой деформации шины целесообразнее определить из выражения $b = (0,66...0,79)B$.

Рассчитав параметры пятна контакта шины с жестким основанием, можно определить [2, 3] нормируемые показатели воздействия на почву и сравнить их с рекомендуемыми [1].

В случае отсутствия прототипа шины расчет показателей воздействия на почву можно провести, задавая необходимые размеры исходя из компоновочных, конструкторских соображений, условий работы машины. Допустимая деформация шины определяется из выражения

$$[\lambda] = [\lambda']H, \quad (5)$$

где $[\lambda']$ - допустимая относительная деформация шины.

Значения допустимой относительной деформации для большинства шин изменяются в пределах 0,14...0,30. Для современных низкопрофильных и широкопрофильных шин значение указанного параметра составляет 0,17...0,24, для арочных – 0,24...0,30 [4], для сельскохозяйственных шин традиционной конструкции 0,15...0,19 (диагональные) и 0,17...0,20 (радиальные), для шин передних колес универсально-пропашных тракторов 0,11...0,13, для задних – 0,17...0,19 [5], для автомобильных шин с регулируемым давлением до 0,35 [6]. Имеет место тенденция к увеличению допустимой относительной деформации шин.

Выводы

Приведенная методика позволяет оценить уровень воздействия колесных движителей на почву по нормируемым показателям на стадии разработки машин, сравнить уровень воздействия на почву различных шин. Основой рекомендаций являются обобщенные данные экспериментальных исследований. Приведенная методика позволяет определить параметры пятна контакта шин на жестком основании на стадии разработки машины. Это является основой для расчета максимальных давлений в контакте и напряжений в почве под их ходовыми системами по действующим стандартам.

Литература

1. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву: ГОСТ 26955-86.
2. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву: ГОСТ 26953-86 .
3. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метод определения максимального нормального напряжения в почве: ГОСТ 26953-86 .
4. Гедроить Г.И. Опорные свойства шин для сельскохозяйственной техники / Г.И.Гедроить// Агропанорама. – 2009, № 4. – С. 23-27.
5. Бойков В.П. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин/ В.П.Бойков В.П. Белковский . – М.: Агропромиздат, 1988. -240 с.
6. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей/ Я.С. Агейкин - М.: Машиностроение, 1981. - 242с.

116. Л.В. Швець, к.т.н, доцент, Вінницький національний аграрний університет

РОЗРОБКА МАШИНИ ДЛЯ СУЦІЛЬНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Інтенсивна технологія вирощування цукрових буряків основана на інтегрованій системі захисту рослин, яка включає агротехнічні, біологічні і хімічні методи боротьби з бур'янами, шкідниками та хворобами. Від 60 % до 90 % пестицидів, які застосовують, потрапляють у ґрунт, повітря, водойми. Усі пестициди належать до отрутохімікатів широкої дії. Вони уражують не тільки об'єкт знищення, а й інші живі організми. Тому в пріоритеті залишаються екологічні методи, а саме механічна обробка посівів просапних культур.

Розроблена машина для суцільного обробітку ґрунту з ланцюговими робочими органами, яка пропонується для застосування на ранньому догляді за сходами цукрових буряків та інших просапних культур. Розпушування ґрунту по сходах цукрових буряків слід проводити тоді, коли сходи буряків знаходяться у фазі першої пари справжніх листків. У цій фазі розвитку сходи добре укорінилися, тому найкраще проявляється ефект механічної вибірконості.

Розпушування може бути неодноразовим, в залежності від стану ґрунту, фази розвитку бур'янів, від рівномірності і густоти сходів буряків, тощо. Рух агрегату при кожному подальшому обробітку бажано спрямовувати у зворотньому напрямку.

Секція з ланцюговим робочим органом обробляє один рядок сходів і обладнана регульовальним колесом. У ланцюговому контурі застосований роликовий ланцюг з кроком 38 мм за ГОСТ 10947-64. Ланцюг зібраний з спеціальних ланок з лапками в кількості 12 шт на один контур та ланок приводного роликового ланцюга в кількості 12 шт в послідовності через одну. Отже, ланцюг утворює замкнутий контур з 24 ланок.

Багаторядна (шести, дванадцяти, чи вісімнадцятирядна) машина komponується таким чином (рис. 1, табл. 1).

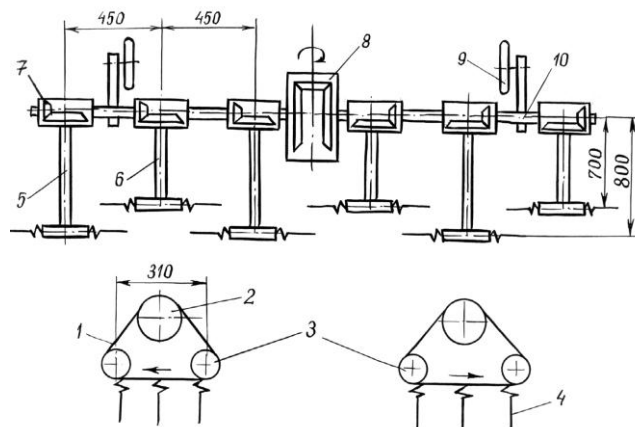


Рис. 1. Конструктивна схема машини з ланцюговими робочими органами:

1 - ланцюг; 2 - приводна зірочка; 3 - ролик; 4 - пружинний зуб; 5 - довга секція; 6 - коротка секція; 7 - редуктор секції; 8 - роздаточний редуктор; 9 - опорне колесо; 10 - рама.

Машина обладнана довгими 5 та короткими 6 секціями, які розміщені почергово.

Напрямок руху нижньої (робочої) вітки ланцюга контуру може бути наліво і направо. Секції з різними напрямками чергуються через одну або таким чином, що з одним напрямком розташовані на одній половині машини, з протилежним на другій.

Для реалізації швидкісного режиму ланцюга з робочими елементами один з варіантів приводу може бути таким: $n_{\text{ввп}} = 540$ об/хв; роздаточний редуктор має конічні шестерні з такою кількістю зубів: $Z_1 = 12$, $Z_2 = 36$; редуктор секції має конічні шестерні з такою кількістю зубів: $Z_1 = 12$, $Z_2 = 24$; приводна зірочка на ланцюговому контурі має кількість зубів $Z=12$ (при кроці ланцюга 38мм).

Таблиця 1. Технічна характеристика машини з ланцюговими робочими органами

Назва показників	Варіанти машини		
	6-рядний	12-рядний	18-рядний
Ширина захвату при міжряддях 45 см, м	2,7	5,4	8,1
Енергозасіб (трактор)	Т-25	ЮМЗ-6 Л	ЮМЗ-6 Л
Кількість обслуговуючого персоналу, чол	1	1	1
Робоча швидкість руху агрегату, км/год	4,0...5,4	4,0...5,4	4,0...5,4
Носії робочих елементів	Рухомий ланцюг	Рухомий ланцюг	Рухомий ланцюг
Напрямок руху агрегату по відношенню до рядків	вздовж	вздовж	вздовж
Кількість пружинних зубів, шт	72	144	216
Тип копіюючого механізму	колісний	колісний	колісний
Механізм підвіски робочих органів	Одношарнірний (радіальний)	Одношарнірний (радіальний)	Одношарнірний (радіальний)
Привод	Від ВВП трактора	Від ВВП трактора	Від ВВП трактора
Кількість опорних коліс, шт	2	2	2
Межі регулювання глибини ходу робочих елементів, м	0,01...0,04	0,01...0,04	0,01...0,04
Загальна маса, кг	610	1050	1350

Висновки

Розроблена машина з ланцюговими робочими органами забезпечує надійне виконання процесу вибіркового видалення сходів рослин з коефіцієнтом механічної вибіркості в діапазоні 11-24. Сходи цукрових буряків після роботи машини не пошкоджені і не присипані землею. Встановлено, що найкраще виконання технологічного процесу знищення бур'янів без пошкодження

буряків забезпечується пружинним зубом з коефіцієнтом жорсткості $C = 440 \text{ Н/м}$, в таких режимах роботи ланцюгового робочого органа – поступальна швидкість агрегату повинна становити $1,1 \text{ м/с}$, швидкість ланцюга $0,66 \text{ м/с}$.

Розрахунок економічної ефективності свідчить про доцільність розробленої машини для догляду за посівами цукрових буряків з механічним знищенням бур'янів. Машина може знайти застосування також під час догляду за іншими просапними культурами.

117. О.І. Алфьоров, к.т.н., доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ЗАТЯЖКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН

Для забезпечення стабільності попереднього затягування різьбових з'єднань застосовують різні конструктивні і технологічні прийоми [1, 2]. Проте, в експлуатації мобільної техніки часто має місце ослаблення затягування різьбових кріплень. Існують і ефективні конструкторські способи запобігання ослаблення затяжки з'єднань і забезпечення її стабільності [3].

У зв'язку з ефективністю застосування конічних шайб були проведені експериментальні дослідження для оцінки впливу способу установки конічного пружного елемента по відношенню до з'єднувальних деталей на навантажувальну здатність з'єднання. Перевірялася ефективність установки пружного елемента основою усіченого конуса меншого діаметра до з'єднувальних деталей. Конусність і товщина пружної шайби повинні бути такими, щоб вона ставала плоскою тільки при повній затягуванні з'єднання.

Статичні випробування проводилися на машині УММ-5. За допомогою спеціального пристосування, що забезпечує осьове навантаження до різьбового з'єднання, проводилося навантаження з'єднання, що складається з двох циліндричних втулок з буртиками зі сталі 45 з твердістю поверхні 52 HRC, стягнутих за допомогою тензометричного болта М12, пропущеного в осьовий отвір втулок. Зусилля в тензометричному болті реєструвалося за допомогою вимірника статичних деформацій типу ИДЦ-1 з точністю до 100 Н. Попередньо затягнуте з'єднання, що випробовувалося навантажувалося розтягуючим навантаженням та реєструвалося за допомогою силовимірювача випробувальної машини.

Як пружний елемент використана конічна шайба зі сталі 65Г з зовнішнім діаметром 32 мм і товщиною 3 мм. Випробовувалися варіанти з'єднання втулок без пружного елемента, з установкою пружного елемента більшою основою до деталей і з установкою тарельчатої пружини меншою основою до деталей. В останньому випадку між пружиною і головкою болта додатково встановлювалася плоска шайба.

При випробуваннях змінювалися зусилля затяжки болта Q_3 в діапазоні від 4,1 до 9,0 кН і зусилля розтягу P , що прикладається до з'єднання, в діапазоні від 1,0 до 8,0 кН.

Для кожного з варіантів з'єднань при різних значеннях зусилля затяжки Q_3 і навантаження розтягу P проводилися вимірювання зусилля в болті Q_6 . Потім по формулі

$$\chi = \frac{Q_6 - Q_3}{P}$$

визначалося експериментальне значення коефіцієнта основного навантаження.

При цьому навантаженість з'єднання оцінювалася узагальненим безрозмірним параметром - коефіцієнтом затяжки n_3 .

Всього на трьох варіантах з'єднань було проведено 71 вимір при різних параметрах навантаження.

Результати випробувань представлені на рис. 1 у вигляді графіків залежностей коефіцієнта основного навантаження від коефіцієнта затягування n_3 з'єднання, побудованих для кожного варіанта за експериментальними даними.

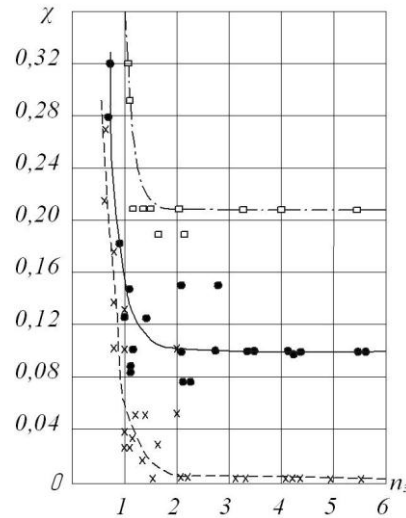


Рис. 1 Графіки залежності коефіцієнта основного навантаження від коефіцієнта затягування: — □ — □ — з'єднання без пружних елементів; — ● — ● — пружний елемент встановлений більшими підставами до деталей; — x — x — x — пружний елемент встановлений меншою підставою до деталей.

Проведені порівняльні випробування різьбових з'єднань показали, що установка кінцевого пружного елемента основою меншого діаметра до з'єднувальних втулок істотно зменшує коефіцієнт основного навантаження α , отже, підвищує навантажувальну здатність з'єднання в порівнянні з двома іншими варіантами.

Література

1. Гринченко А.С., Морозов А.М. 1979. К уточнению расчета коэффициента основной нагрузки резьбовых соединений // Динамика, прочность и надёжность тракторов и сельскохозяйственных машин. МИИСП, М.: Машиностроение, 19-23.
2. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. 1990. Резьбовые и фланцевые соединения. - М.: Машиностроение, 368.
3. Гринченко А.С. Влияние ослабления затяжки на усталостную долговечности резьбовых соединений / А.С. Гринченко// Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук.праць УкрНДІ ПВТ ім. Л. Погорілого - Дослідницьке, 2010. - Вип. 14(28) - С. 511-518.

118. І.Л. Роговський, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ВІТЧИЗНЯНОГО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

У зв'язку з намірами України приєднатись до ЄС виникла необхідність адаптації вітчизняних технологій до вимог стандартів ISO стосовно якості продукції. Відповідно постає задача забезпечення цих технологій адекватною вітчизняною високоефективною та екологічною технікою.

Найбільш енергомістим процесом (40% енерговитрат) у виробництві продукції рослинництва є обробіток ґрунту. В Україні випускається широка гама ґрунтообробних машин з робочими органами, як для традиційного обробітку так і для консервуючої, мульчуючої, а також прямої сівби (no-Till).

Разом з тим не завжди оптимальним є випуск такої широкої гами машин без врахування адаптації до умов господарств та природно-кліматичних умов, а також адаптованих до конкретних умов виробництва.

Наявна вітчизняна техніка ще не може повністю забезпечити потреби сільгоспвиробника в умовах переходу землеробства України у зону ризикованого та враховувати перманентну суттєву стохастичність факторів оточуючого середовища процесу виробництва продукції рослинництва, що призвело до негативних наслідків у сільгоспвиробництві, а саме зниження родючості ґрунтів, забруднення довкілля, погіршення якості продукції рослинництва та збільшення необґрунтованих енерговитрат, і як наслідок зростання собівартості та погіршення якості продукції.

Слід відзначити причини які призвели до такого стану:

- Недостатня державна підтримка вітчизняного виробника, проектних та дослідницьких установ.

- Насаджування стандартних технологій виробництва продукції, які часто не враховують особливості виробництва у конкретних умовах, привело до:

- неможливості використання вітчизняним виробником продукції адаптованих до конкретних умов виробництва технологій;

- довгострокової залежності від іноземних корпорацій (закупівля техніки, засобів захисту рослин, матеріалів і т. ін.) та позбавлення робочих місць у вітчизняній промисловості;

- до розвалу вітчизняних спеціалізованих конструкторських організацій та галузевих науково-дослідних інститутів наслідком чого став відтік талановитих спеціалістів та вчених за кордон;

- погіршення рівня підготовки інженерних та наукових кадрів внаслідок погіршення матеріально-технічної бази та недостатнього фінансування.

Мета перспективи: забезпечення агропромислового комплексу України новою та сучасною технікою, переважно вітчизняного виробництва, що може адаптуватись до конкретних умов виробництва в Україні, для реалізації оптимальних технологій вирощування продукції рослинництва.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступне:

- створити спеціалізовані конструкторсько-технологічні бюро (СКТБ) з розробки машин та обладнання для типових технологічних операцій у рослинництві;

- забезпечити сучасну підготовку інженерно-конструкторських кадрів для сільськогосподарського машинобудування;

- при розробці нових машин та обладнання повинні бути використані сучасні знання у галузях фундаментальних наук та результати фундаментально-прикладних досліджень, зокрема: механіки матеріалів і середовищ, гідромеханіки, газової динаміки, аналітичної механіки, електроніки, інформатики, мехатроніки та ін.

- активізувати інноваційну діяльність шляхом розробки системи типорозмірних рядів модулів з відповідними адаптерами для виконання різних технологічних операцій для рослинництва у відповідності до типорозмірних рядів енергозасобів;

- модернізувати та реконструювати існуючі виробничі потужності під умови сучасного виробництва;

- створити нові виробничі потужності для виготовлення та сервісу сучасної сільськогосподарської техніки для потреб рослинництва;

- здійснити інституційні перетворення в галузі;

- забезпечити захист, підтримку і стимулювання вітчизняних виробників сільськогосподарської техніки та комплектуючих до неї;

- забезпечити достойний життєвий рівень інженерно-технічним працівникам і робітникам, які створюють і виробляють сучасну сільськогосподарську техніку.

Завдання і заходи з виконання стратегії

- Загальний обсяг виробництва сільськогосподарської техніки в Україні вже у 2030 році повинен досягти такого рівня, щоб практично всі новітні технології у рослинництві були механізовані, причому доля машин та обладнання власного виробництва повинна складати не менше 95%. Крім того, необхідно забезпечити зростання експортного потенціалу сучасної якісної та високоефективної техніки власного виробництва, який повинен складати не менше 25% від власних потреб.

- Пріоритетним напрямком розвитку сільськогосподарського машинобудування повинна стати система створення науково обґрунтованої сукупності технічних засобів для механізації та автоматизації сільськогосподарського виробництва, яка забезпечує раціональну уніфікацію машин, їх високу адаптивність, універсальність, модульність, енергозбереження та помірну вартість, а також оптимізацію параметрів машинно-тракторних парків господарств з використанням ефективної системи машин.

- Одним з пріоритетів розвитку сільськогосподарського машинобудування є створення спільних підприємств з іноземним капіталом.

Основні напрямки розвитку вітчизняного сільськогосподарського машинобудування:

Конструкторські бюро (далі – КБ) необхідно створювати для розробки високоефективних машин та обладнання, що відповідають або перевищують світовий рівень по надійності та ефективності для типових технологічних операцій у рослинництві для різних сільськогосподарських культур. КБ повинні створюватись на базі існуючих конструкторських бюро сучасних підприємств з виробництва певної сільськогосподарської техніки. До роботи в КБ необхідно залучати відомих інженерно-конструкторських та наукових працівників в тому числі з закордону, які спеціалізуються на створенні чи дослідженні конкретного виду техніки, а також фахівців з суміжних галузей для вирішення конкретних задач, які на сучасному рівні розв'язуються в цих галузях науки і техніки. До складу КБ повинні входити науково-дослідницькі та випробувальні лабораторії.

Спеціалізовані КБ можуть створюватись на довготривалий термін роботи або короткочасно для вирішення конкретних задач створення нової або модернізації існуючої сільськогосподарської техніки.

Підготовка інженерно-конструкторських кадрів для сільськогосподарського машинобудування повинна здійснюватись у відповідності до вимог сучасного розвитку науки і техніки. Базою для підготовки інженерно-конструкторських кадрів повинні стати машинобудівні факультети вищих аграрних навчальних закладів. Для підготовки висококваліфікованих інженерів-конструкторів необхідно сформувати штати викладачів, які володіють сучасним рівнем науково-дослідної та конструкторської підготовки з високим рівнем вимогливості до студентів. Створити умови, при яких студент був би зацікавленим в отриманні високоякісної освіти з конструювання сільськогосподарської техніки. Для цього кожний випускник, який отримав запрошення на роботу в КБ у відповідності зі своїм рівнем знань та умінь з конструювання сучасної сільськогосподарської техніки повинен мати можливість отримати достойний життєвий рівень.

Кафедри конструкторських факультетів повинні бути оснащені сучасною матеріально-технічною базою у вигляді стендів, зразків сучасних сільськогосподарських машин, мати в своєму складі науково-дослідні лабораторії з високоточним обладнанням на базі комп'ютерної техніки. Для практичного конструювання сільськогосподарських машин та їхніх елементів використовувати передові комп'ютерні технології з відповідною технікою та математичним забезпеченням до неї у вигляді прикладних конструкторських і розрахункових програм. Для забезпечення практичної підготовки майбутніх інженерів-конструкторів необхідно забезпечити проходження навчальної та виробничої практики у КБ та заводах галузі сільськогосподарського машинобудування.

Інноваційна діяльність в сільськогосподарському машинобудуванні повинна бути спрямована на розробку та освоєння виробництва принципово нових типорозмірів рядів перспективних машин та машинно-енергетичних засобів світового рівня, які здатні забезпечити новітні агротехнології у рослинництві для умов України. Виробництво нових базових модулів сільськогосподарських машин повинно розпочатись не пізніше 2022 р.

Для забезпечення відповідності існуючої техніки сучасному рівню необхідно в найближчому часі провести дослідження з метою удосконалення цієї техніки та забезпечити їх реалізацію у виробництві.

Необхідно також приділити значну увагу впровадженню ресурсозберігаючих, високопродуктивних, безпечних та екологічно чистих технологій на підприємствах сільськогосподарського машинобудування.

Модернізація та реконструкція існуючих виробничих потужностей має за мету доведення продуктивності та ефективності виробництва до рівня розвинених країн на основі застосування сучасних технологій. Це забезпечить конкурентоспроможність підприємств галузі за рахунок суттєвого підвищення якості виготовлених машин та зменшення їхньої собівартості. При цьому здійснюється заміна фізично зношеного та морально застарілого обладнання на сучасне високопродуктивне та високоточне. Здійснюється також переобладнання та ремонт будівель та споруд з одночасною оптимізацією потужностей виходячи з ринкової потреби. Створення нових виробничих потужностей спрямовано на збільшення обсягів виробництва сільськогосподарських машин до потрібного рівня визначеного вище.

Інституціональні перетворення в галузі спрямовані на створення макротехнологічного комплексу з сільськогосподарського машинобудування, включаючи виробничі підприємства, систему наукового забезпечення, систему підготовки та перепідготовки кадрів, збутову та сервісу

мережу. Розвиток ринків сільськогосподарської техніки передбачає створення та розвиток мереж продажу та сервісу машин для рослинництва. Також передбачається удосконалення митної та податкової політики, стимулювання вітчизняних виробників, а також стимулювання експорту. Розвиток людського капіталу має за мету забезпечити машинобудівні підприємства галузі інженерно-технічними та робітничими кадрами за рахунок створення та оснащення машинобудівних факультетів вищих аграрних навчальних закладів і професійно-технічних училищ (коледжів), забезпечення випускників практикою, працевлаштуванням, соціальним захистом, суттєвим підвищенням престижності праці інженерних та технічних працівників, створення галузевої системи перепідготовки інженерно-технічних кадрів (конструкторів, технологів, менеджерів тощо), стимулювання підготовки та перепідготовки спеціалістів, закріплення висококваліфікованих фахівців.

119. П.Д. Іванцов, Б.Р. Горнічний ; студент, Житомирський агротехнічний коледж
КОНЦЕПТУАЛЬНІ АСПЕКТИ ОРГАНІЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА ПОЛІССЯ
ЖИТОМИРЩИНИ НА ПРИКЛАДІ ПП «ГАЛЕКС-АГРО»

Досліджено головні аспекти органічного землеробства, яке має велике значення та актуальність для забезпечення не тільки інтенсифікації галузі рослинництва, а й можливість виробництва органічної продукції без вмісту нітратів, пестицидів, елементів радіоактивного забруднення, тяжких металів.

Органічне землеробство – це метод ведення сільського господарства, де основним напрямом підприємства є виробництво сертифікованих харчових продуктів, вирощених в результаті ведення органічного виробництва, що передбачає заборону використання пестицидів та синтетичних добрив, інших штучних речовин та генетично модифікованих організмів.

Однією із актуальних проблем сьогодення є проблема розширеного відтворення родючості ґрунтів та підвищення якості виробленої продукції. Ґрунт – унікальне природне творіння, як головне національне багатство та, основний засіб сільськогосподарського виробництва потребує його раціональне використання за призначенням та розширене відтворення родючості. Стан ґрунтового покриву сільськогосподарських угідь є головним джерелом, що забезпечує сталий розвиток сільськогосподарського виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дана проблема вивчалася у працях таких авторів Рудик Р. І., О.І. Савчук, А. О. Мельничук, Л. І. Іваненко С. І. Мельник, О. Д. Муляр, М. Й. Кочубей, П. Д. Іванцов.

У найближче століття головним джерелом повноцінної їжі для людей залишаться сільськогосподарські продукти, виробництво яких засноване на використанні величезного дарунку природи – родючості ґрунту. Родючість ґрунту визначається таким компонентом, як гумус. Це органічна речовина, що утворилася з решток відмерлих організмів, а також у результаті життєдіяльності ґрунтових організмів, що переробляють ці рештки.

Родючість ґрунту залежить від кількості поживних речовин та вмісту гумусу в ґрунті. Останніми роками в результаті збільшення виносу елементів живлення з ґрунту урожаєм сільськогосподарських культур без повернення їх внаслідок зменшення використання органічних добрив, дефіцит поживних речовин зріс удвічі.

Визначені основні аспекти органічного землеробства:

1. Придатність ґрунтового покриву до органічного землеробства.

Судячи з характеристики агроекологічного стану ґрунтового покриву області, можемо зробити висновок, що вирощування сільськогосподарської органічної продукції не можливе на землях, забруднених радіонуклідами; на перезволожених глейових ґрунтах; на бідних сильно кислих дерново-підзолистих (зокрема, піщаного і супіщаного механічного складу) та еродованих землях.

Для органічного виробництва слід використовувати найбільш родючі ґрунти, на яких без застосування мінеральних добрив можна вирощувати високі врожаї сільськогосподарських культур. Для нашого регіону – це чорноземи типові й опідзолені, сірі (ясно-сірі, темно-сірі) лісові (опідзолені), дернові та лучні не оглеєні, ґрунти – з середнім і високим агрохімічним забезпеченням та оптимальними параметрами водно-повітряного режиму Таблиця 1.

Таким чином, під виробництво органічної сільськогосподарської продукції в Житомирській області є потенційно придатними близько 370 тис. га, в тому числі в поліській частині – 100 тис.га. (Табл.1). [1, с.15-17].

Таблиця 1

Площа ріллі Житомирської області, що придатна під органічне землеробство,
(за даними Інституту Полісся України УААН 2017 р.) (тис.га)

Зона	Площа всього, га	У тому числі за ґрунтовим покривом			
		дерново- підзолисті супіщані і легкосуглинкові	ясно-сірі супіщані і легкосуглинкові	сірі і темно-сірі, чорноземи опідзолені	чорноземи типові і малогумусні
Полісся	37	13	24	-	-
Перехідна	63	10	-	53	-
Лісостеп	270	-	-	70	200
По області	370	23	24	123	200

На сьогоднішній день важливим завданням є проведення зонального районування сільськогосподарських угідь, придатних для органічного виробництва з урахуванням перспектив формування національного ринку, потреб населення та експортних можливостей.

2. Сівозсіни

Однією з основних вимог виробництва органічної продукції рослинництва є дотримання науково обґрунтованого чергування сільськогосподарських культур відповідно до закону плодозміни. В органічному землеробстві сівозміна повинна включати як мінімум 20% культур, які забезпечують надходження в ґрунт органічної речовини та накопичення азотовмісних поживних речовин, так як основним лімітуючим елементом живлення в ґрунті, особливо в зоні Полісся, є азот. До таких культур відносяться: зернобобові (соя, горох, люпин, вика, пелюшка, квасоля, боби і ін.); олійна редька, ріпак, гірчиця на сидерат (зелене добриво) рослинні рештки, вирощування багаторічних бобових трав (люцерни, конюшини).

3. Система удобрення

Важливим аспектом органічного способу ведення господарства є внесення достатньої кількості мікробіологічного матеріалу рослинного або тваринного походження для підвищення або, як мінімум, збереження родючості та біологічної активності ґрунту. Для удобрення ґрунту і рослин використовуються органічні добрива, не дозволяється застосування мінеральних добрив штучного синтетичного походження.

Системний підхід дозволяє економно витрачати добрива, з урахуванням їх дії та післядії, сприяє збереженню та підвищенню родючості ґрунту, а також захищає навколишнє середовище від забруднення.

Систему удобрення культур в сівозміні органічного землеробства умовно можна розділити на три, тісно пов'язані між собою складові: вапнування, систему органічного удобрення і систему використання побічних післяжнивних залишків та сидератів.

4. Обробіток ґрунту

Одним із аспектів органічного землеробства є обробіток ґрунту, який направлений на збереження його родючості та захисту сільськогосподарських культур від бур'янів. Основна мета обробітку ґрунту – оптимізація водно-повітряного режиму, накопичення й збереження в ґрунті поживних речовин, вологи, знищення основної маси бур'янів, збудників хвороб і шкідників. Основна вимога до обробітку ґрунту при органічному землеробстві – забезпечення природоохоронного характеру землекористування, послаблення ерозійного руйнування та переуцільнення ґрунту, боротьба з бур'янами агротехнічними методами. В системі обробітку ґрунту під сільськогосподарські культури перевага надається безпліцевому, дисковому та комбінованому обробітку.

За матеріалами моніторингу ґрунтів сільськогосподарських угідь Державною установою «Інститут охорони ґрунтів України» двох турів обстеження в умовах ПП „Галекс-Агро” с. Стриїв Новоград-Волинського району Житомирської області спостерігається динаміка збільшення в

грунтах азоту, фосфору, бору, молібдену, цинку, що є важливим аспектом в системі поживного балансу речовин та розширеного відтворення родючості ґрунтів. [4, с.25-30].

Таблиця 2

Зведена еколого-агрохімічна характеристика ґрунтів ПП „Галекс-Агро” с.Стрієва Новоград-Волинського району Житомирської області
(за результатами обстеження 2012-2017р.р. моніторингу ґрунтів Житомирської філії Державної установи Інституту охорони ґрунтів України)

Всього. Середньозважений показник мг/кг ґрунту	2012р.	2017р.	Приріст мг/кг ґрунту	%
N	70	86	16	22,87
P ₂ O ₅	128	130	2	1,57
K ₂ O	82	78	-4	-4,88
pH (обмінна кислотність)	6,1	5,9	-0,2	-3,28
Гумус	2,58	2,56	-0,02	-0,78
Бор	0,86	1,01	0,15	0,18
Молібден	0,125	1,147	0,022	17,6
Цинк	0,38	0,47	0,09	23,69
Щільність г/см ³	1,3	1,29	-0,01	-0,77
Сума вібраних основ (мг.скв.на 100г. ґрунту)	16,8	14,2	-2,60	-15,48

В галузі тваринництва середньодобовий надій молока від корови в ПП „Галекс-Агро” становить 21-23 літри за добу, що складає 7-7,5 тис. літрів на рік, середньодобовий приріст ВРХ на відгодівлі становить 1-1,2 кілограмів на добу.

Продукція підприємства має не тільки внутрішній ринок, а й успішно експортується до Швейцарії, Німеччини, Угорщини, Нідерландів, Італії, Великобританії та Арабських Еміратів.

Органічне землеробство є виробничою системою, яка підтримує родючість ґрунтів, екосистем і здоров'я людей. Тобто органічне виробництво направлене не тільки на одержання якісної продукції, але і на поліпшення навколишнього середовища, зокрема, безпеки ландшафтів, відновлення природного біорозмаїття, очищення водних джерел.

Таблиця 3

Виробничі показники ПП „Галекс-Агро” в галузі рослинництва (середнє за 2016-2018рр.)

Культура	Урожайність, ц/га			Середнє, ц/га
	2016р.	2017р.	2018р.	
Озима пшениця	39	40,5	42	40,5
Кукурудза на зерно	55	63,3	65	61,1
Соя	18	19	22,9	19,9
Просо	16	17,5	19	17,5
Овес	30	31,3	33	31,4
Ячмінь	31,1	32,8	35	32,9
Гречка	22,6	25	26	24,5
Полба(спельта)	38,6	41,1	44,4	41,4
Озиме жито	28,7	30,2	35	31,3
Пелюшка	23,5	27	29	26,5
Боби	25,9	30,1	31	29

Спостерігається динаміка зростання врожайності с. – г. культур з 2016 по 2018 роки, (Табл.3).

За результатами досліджень було встановлено, що такі с.г. культури як: озима пшениця, кукурудза на зерно, просо, гречка, соя, ячмінь в середньому за рахунок органічної системи землеробства дали приріст врожаю. (Табл.3)

Висновки

За результатами вивчення та камерального дослідження еколого-агрохімічної характеристики ґрунтів с.-г. угідь ПП „Галекс-Агро” с. Стриєв Новоград-Волинського району Житомирської області та матеріалів моніторингу ґрунтів с.-г. угідь, проведених Житомирською філією Державної установи „Інститут охорони ґрунтів України знаходиться в динаміці зростання агрохімічних показників (Табл.2) та врожайності сільськогосподарських культур. (Табл.3)

Література

1. Рудик Р. І., Перспективи розвитку органічного виробництва в Поліссі/ Р. І. Рудик, О. І. Савчук, А. О. Мельничук /Збірник наукових праць ННЦ Інститут землеробства УААН .-К., 2013.
2. Савчук О. І. Родючість ґрунту за органічної системи удобрення/ Л. І. Іваненко, О. І. Савчук Органічне виробництво і продовольча безпека, Житомир: Вид. «Полісся», 2014.
3. С. І. Мельник, О. Д. Муляр, М. Й. Кочубей, П. Д. Іванов, „Технологія виробництва продукції рослинництва” частина І., Київ „Аграрна освіта”, 2010. Моніторинг ґрунтів Житомирської Державної Установи «Інституту охорони ґрунтів України»

120. Л.Г. Савченко, к.і.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СПЕКТРІВ ОПТИЧНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ ТА ОСВІТЛЕНOSTІ НА ВИРОБНИЧИЙ ПЕРСОНАЛ

Розробка більш потужних і ефективних світлодіодів і їх використання в системах освітлення продовжує залишатися одним з актуальних напрямків сучасної світлотехніки. Свідченням тому є все наростаюча кількість компаній, що працюють в цій галузі, безперервне зростання числа публікацій, патентів, конференцій з даної тематики і, головне, стрімке збільшення обсягів виробництва надпотужних і ефективних ламп, що завоюють все більш масштабні області застосування.

В роботі [1] проведено комплексні гігієнічні дослідження умов праці виробничого персоналу промислових теплиць, оцінено ступінь шкідливості і небезпеки несприятливих факторів робочого середовища, дана комплексна гігієнічна оцінка впливу мікроклімату, вивчено стан здоров'я овочівників за даними періодичних медичних оглядів.

Аналіз матеріалу накопиченого в останні роки і що відноситься до реакції зорового апарату людини на різні умови штучного освітлення дозволяє зробити висновок, що практично не наводяться відомості, що дають фізіолого-гігієнічну оцінку впливу ламп, що використовуються для внутрішнього освітлення.

Умови штучного освітлення на промислових підприємствах, в тому числі і теплицях, відчутно впливають на зорову роботу, фізичний і нервово-психологічний стан людей, а отже, на продуктивність праці, якість продукції і рівень виробничого травматизму. Чим точніша і напруженіша виконується зорова робота, тим більший цей вплив. Численними дослідженнями встановлені залежності функцій зору від умов штучного освітлення. Ними керуються при нормуванні кількісних і якісних характеристик промислових освітлювальних установок і при виробленні рекомендацій з вибору джерел світла, систем і способів штучного освітлення [2].

Сьогодні існує велика кількість різноманітних систем освітлення, які є невідомою складовою системи мікроклімату, всі вони відрізняються одна від одної, принципом функціонування, призначенням, технічними характеристиками і ефективністю.

Аналіз отриманих результатів впливу ступеня складності зорової навантаження на стомлення органу зору свідчить, що показник зорового стомлення тим вище, чим менше кутовий розмір об'єкта розрізнення. Найменше зорове стомлення спостерігається в діапазоні від 750 до 1000 лк залежно від ступеня складності зорової навантаження.

Таким чином, освітлення повинне забезпечувати необхідний спектральний склад світла для правильної світлопередачі. Правильну світлопередачу створюють природне освітлення й штучні джерела світла зі спектральною характеристикою, близької до природнього. З урахуванням вищезазначеного необхідно проектувати об'єкти з технологічним оснащенням високої надійності.

Літературні джерела

1. Савченко Л.Г. Аналіз впливу мікроклімату в промислових теплицях на виробничий персонал/ В.М. Савченко, Л.Г. Савченко // Інженерія природокористування – 2018. – №2(10). – С. 122 – 129
2. Абрамова Л.В., Михайлова, Е.М. Определение оптимальных условий освещения объектов светодиодными установками // Известия вузов. Проблемы энергетики, 2012, № 1-2. – С. 102-106

121. В.В. Аулін, д.т.н., професор, А.В. Гриньків, к.т.н., С.В. Лисенко, к.т.н., доцент, Д.В. Голуб, к.т.н., доцент, Центральноукраїнський національний технічний університет

СИНЕРГЕТИКА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАШИН ВИКОРИСТАННЯМ МОДЕЛЕЙ МАРКІВСЬКИХ ПРОЦЕСІВ

Структура складних динамічних систем і агрегатів машин в синергетиці обумовлюється передусім їх технічним станом, що виникає в результаті багатоваріантної і неоднозначної поведінки елементів (спряженні деталі, робоче (технологічне) середовище), трибоспряження їх деталей не деградують до стандартних елементів, властивих замкненим системам, усереднено термодинамічного типу, але розвиваються внаслідок відкритості притоку енергії і речовини із зовні, реалізуються нелінійні внутрішні процеси, з'являються особливі режими. Одним з найбільш діючих методів підвищення надійності функціонування динамічних систем є структурне резервування, тобто введення додаткових резервних елементів структури, які при абсолютній надійності елементів вихідного стану системи не є функціонально необхідними.

Моделювання життєвого циклу (ЖЦ) машини, як складної динамічної системи здійснювали за допомогою методів марківського аналізу з використанням діаграм станів і переходів для моделювання надійності поведінки їх трибоспряжень деталей, систем і агрегатів в часі. Метод дозволяє легко моделювати стратегії їх технічного обслуговування (ТО). Крім цього в марківській моделі можна відобразити порядок, в якому відбуваються багатократні відмови, на відміну від інших методів аналізу надійності.

Зазначеним методом виявляють проблеми підвищення експлуатаційної надійності машин, рішення яких можуть бути знайдені на шляху взаємодії марківських моделей різних видів, оскільки у відповідності з принципами синергетики, коли нелінійні динамічні підсистеми об'єднуються. При цьому нове утворення не рівне сумі частин, а створюється система іншої організації або іншого рівня.

В той час при створенні моделей систем і агрегатів машин слід враховувати, що кількість їх станів і можливих переходів швидко зростає з ростом кількості елементів. Крім цього, існуючі види марківських моделей не дозволяють поєднати стохастичну основу підходу з детермінованими подіями, що відбуваються при їх реальній експлуатації.

Застосовуючи структурний аналіз складних динамічних систем зі структурним резервуванням на основі марківських моделей, припускають, що вони в цілому можуть існувати в різних станах, кожний з яких визначається специфічною комбінацією працездатного та непрацездатного станів елементів. У випадковий момент часу, при відмові або відновленні працездатності хоч би одного елементу, вся система може перейти у наступний стан. Важливим компонентом такого аналізу є прогноз пошкоджень та структурних перетворень, як розклад виявлення майбутніх відмов окремих елементів резервованих систем. Прогностична модель повинна при цьому містити дві основні підмоделі: машин в цілому прогнозу пошкоджень структури проєктованих (керованих) системи і агрегатів і машин в цілому на протязі ЖЦ та їх чисельної оцінки за критеріями надійності.

Існує багато видів марківських моделей, частина з яких найбільш підходить для прогнозування і оцінки як параметричної, так і структурної експлуатаційної надійності систем. Наприклад, емпірично-статистична модель (ЕСМ), робота якої побудована на безпосередній оцінці пошкоджень, що відбулися в системі при її стендових і полігонних випробуваннях. Разом з тим за допомогою цієї моделі не можна оцінити поточний стан об'єкта в цілому та ідентифікувати його відмову при експлуатації машин.

Для цього можливе використання напівмарківських моделей (НММ), створених для моделювання дискретних систем в безперервному часі. Але при цьому необхідна інформація про випробування об'єкту моделювання на стані проєктування. Морфологічні марковські моделі (МММ) застосовують при ідентифікації станів складних систем. Дослідження свідчать, що вони практично не придатні для моделювання ЖЦ реальних об'єктів.

Виходячи із викладеного матеріалу можна твердити, що марківські моделі є універсальним засобом для вивчення і прогнозування багатьох динамічних процесів. Разом з тим реальне їх застосування здебільшого обмежується відсутністю інформації про тенденцію поведінки в розвитку динамічних систем, а також швидкодіючих методів ідентифікації відмов і інтегральної оцінки експлуатаційної надійності. За їх допомогою можна оцінювати запропоновані технічні рішення при проектуванні і управлінні динамічними системами. Ефективним при цьому є методи, що включають резервування і базуються на синергетичному об'єднанні можливостей різного виду марківських моделей.

Нехай технічна система складається з n окремих взаємозалежних елементів і має стан z . В цьому стані вона знаходиться в деякий випадковий час, а потім внаслідок відмови або відновлення елементів переходить в новий стан. Зазначимо, що усі реалізації фазового процесу $\{Z(t)\}$ динамічного стану систем, агрегатів і машин в цілому є кусково-постійними функціями. Вважаючи зв'язки між елементами і підсистемами у системах абсолютно надійними, а елементи можуть знаходитися тільки у двох станах: справному і несправному (працездатному та непрацездатному) приймаємо, що вони є невідновлювальними, тобто їх елементи, що відмовили не відновлюються і подальші переходи з них неможливі.

Головною особливістю прогнозування експлуатаційної надійності систем з резервуванням є те, що на усіх етапах ЖЦ, крім останньої, сумарне пошкодження окремих елементів не приводить до відмови усієї системи. При цьому виникає проблема призначення деякої сукупності пошкоджень на кожному етапі ЖЦ. В реальних умовах накопичення пошкоджень носить стохастичний характер, оскільки через особливості виготовлення не буває двох однакових технічних об'єктів, а через особливості експлуатації не буває однакових умов їх роботи і однакових їх випадковостей.

Якщо n елементів системи у вихідному стані S_{0i} справні, то система володіє властивістю "марковості", тобто відсутністю післядій. Граф переходу у наступний можливий новий стан $j_k, k \geq 1$ містить можливу множину S_n варіантів зміни станів:

$$S_n = C_n^1 + C_n^2 + C_n^3 + \dots + C_n^q + \dots + C_n^{n-1} + C_n^n = \sum_{q=1}^n C_n^q, \quad (1)$$

де C_n^q – число сполук з n елементів по q елементів.

Якщо система має надлишкову структуру, то частина цих станів $S_{n,відм.}$ приведе до відмови системи в цілому, а частина тобто справні стани $S_{n,спрв.}$ – ні:

$$S_n = S_{n,відм.} + S_{n,спрв.} \quad (2)$$

На даному етапі ЖЦ система в будь який момент часу зі стану S_{0i} може перейти в стан $S_{ji}, j=1,2,\dots$ і можуть відмовити всі елементи. При цьому кожний із переходів від S_{0i} до S_{ji} характеризується ймовірністю $p_{1i} \dots p_{ji}$, значення яких визначається трьома групами факторів:

- внутрішні властивості систем: конструкція елементів, їх зв'язки, технологічні переходи;
- умови зовнішнього середовища і механічні навантаження, температурний вплив та ін.;
- непередбачувані випадкові впливи, джерела яких знаходяться як в середині, так і зовні системи.

При цьому визначають як величини ймовірностей P_j , так і статистичні характеристики часу τ_{ji} реалізації переходу для реальної системи, що працює в реальних умовах експлуатації. Якщо після почергової стадії система працездатна, то моделювання може бути продовжено від вибраної вершини – еволюцією корня. Вибір може бути обґрунтовано сукупним впливом факторів і необов'язково відповідати найбільш ймовірнісному переходу.

На кожній стадії ЖЦ систем, агрегатів і машин в цілому ітераційно вибирається один шлях серед множини станів $S_{ni,спрв.}$, що визначається кількістю елементів і їх характером функціонування. Вирішується питання про вибір "корня" подальшої еволюції системи. Це завдання вирішується в результаті комплексного застосування НММ і МММ. Аналогічні міркування можна застосувати до усіх переходів ЖЦ системи $j \rightarrow (j+1); (j+1) \rightarrow (j+2)$ і т.д., що зберігають працездатність системи. У разі відмов проводиться ідентифікація відмови на послідовних переходах еволюції системи на основі комплексного застосування ЕСМ і МММ (табл. 1) із обчисленням ентропійного критерію надійності:

$$K_H = - \sum_{i=n_1+1}^{n_2-1} [p_j \log_2 p_j + (1-p_j) \log_2 (1-p_j)] \quad (3)$$

де p_j – ймовірність відмови системи після проходження n її елементів.

Таблиця 1 – Застосування марковських моделей при розв'язанні проблеми синергетичного підвищення експлуатаційної надійності систем, агрегатів і машин в цілому

Зміст задачі	Моделі, які застосовуються		
	ЕС М	НМ М	М ММ
Визначення ймовірнісного переходу p_i	+	+	–
Визначення тривалості переходу t_{ij}	+	+	–
Вибір кореню для наступного переходу	–	+	+
Ідентифікація відмов	+	–	+
Інтегральна оцінка надійності	–	–	+

Використання ентропії для оцінки і порівняння складних технічних систем, поведінка яких має ознаки стохастичності, набуває широкого поширення. Передусім вона дає можливість при діагностиці оцінити технічний стан системи одним критерієм K_H що відіграє головну роль для швидкого підбору варіанту конструкції або структурної перебудови системи в управлінні.

Таким чином, при вирішенні проблеми інформаційного підтримання прогнозування експлуатаційної надійності систем, агрегатів та машин в цілому при їх проектуванні і управлінні як складними динамічними системами з резервуванням, виконанні поточної і інтегральної оцінок їх структурної і поведінкової відмовостійкості запропоновано комплексне застосування марковських моделей різних типів.

Список використаних джерел

1. Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія під заг. ред. д.т.н., проф. Ауліна В.В. – Кропивницький: Видавництво ТОВ "КОД", 2017. – 370 с.
2. Аулін В.В., Гриньків А.В. Теоретичне обґрунтування моментів контролю технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2017. – №8. – С. 9-20.
3. Аулін В.В., Гриньків А.В., Бруцький О.П. Прогнозування діагностичних параметрів технічного стану систем і агрегатів транспортних засобів // Вісник інж. академії України. – 2016. – №4. – С. 202-206.
4. Аулін В.В., Гриньків А.В., Замота Т.М. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання методів теорії чутливості // Вісник інж. академії України. – 2015. – №3. – С. 66-72.
5. Аулин В.В., Гринькив А.В. Использование теоретико-информационного подхода для анализа технического состояния топливной системы автомобиля // "MOTROL" journal according of the Commission of Motorization and Energetic in Agriculture, CULS. 2016. Vol.18. №2. p.63-69.
6. Аулін В.В., Гриньків А.В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. – 2016. – №2 (77). – С.36-41.
7. Аулін В.В., Лисенко С.В., Кузик О.В., Гриньків А.В., Голуб Д.В. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення. Монографія. – Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф., 2016. 304с.
8. Гриньків А.В. Використання методів прогнозування в керуванні технічним станом агрегатів та систем транспортних засобів // Збірник наук. праць КНТУ. Техніка в с-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2016. – №29. С. 25-32.
9. Аулін В.В., Гриньків А.В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану транспортних засобів на основі теорії сенситивів // Науковий журнал "Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів". – №5.– Харків: ХНТУСГ, 2016. – С. 109-

10. Аулін В.В., Гриньків А.В. Теоретичне обґрунтування підходу системи адаптивного керування технічним станом засобів транспорту // Збірник тез Десятої міжнародної науково-практичної конференції "Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-2017)", 16-17 травня 2017 року, Київ, Україна. – К.: НАУ, 2017. – С.15-17.
11. Гриньків А.В., Аулін В.В. Связь информационной энтропии с показателями надежности агрегатов и транспортных средств // Материалы X межд. научно-техн. конф. "Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: Эксплуатация и развитие автомобильного транспорта, ПГУАС. г. Пенза. 2015. С.39-44.
12. Аулін В.В., Каліч В.М., Гриньків А.В., Голуб Д.В. Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом // Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 45, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – С.28-36.
13. Аулін В.В., Гриньків А.В., Лукашук А.П., Чернай А.Є. Формування діагностичної бази даних трансмісії транспортних машин за критерієм статистичної інформативності // Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції "Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу с-х машин і знарядь". 28-29 березня 2018 р. Житомир: Житомирський агротехнічний коледж, 2018.– С. 308-311.
14. Аулін В.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В., Чернай А.Є., Замота Т.М. Обґрунтування критеріїв інформативності і відносної чутливості діагностичних параметрів технічного стану трибосистем агрегатів транспортних машин // Проблеми трибології (Problems of Tribology). - 2018. - № 3. - С.23-32
15. Аулін В.В., Замота Т.М., Гриньків А.В., Замота О.М., Чернай А.Є. Преимущества интеллектуальной стратегии технической эксплуатации с точки зрения экономической эффективности // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. 2018. - Випуск 192. - С.29-40
- Аулін В.В., Гриньків А.В. Реалізація удосконалення стратегії технічної експлуатації засобів транспорту та її техніко-економічна оцінка // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Актуальні задачі сучасних технологій – Тернопіль 16-17 листопада 2017, С. 12-13

122. В.В. Аулін, д.т.н., професор, А.В. Гриньків, к.т.н., О.Л. Ляшук, к.т.н., Д.О. Великодний, к.т.н., Центральноукраїнський національний технічний університет

ПРИНЦИПОВІ ОСНОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Режим роботи або зберігання систем, агрегатів або транспортних машин (ТМ) в цілому доцільно оцінювати статистично. Однотипні ТМ можуть перебувати в різних умовах експлуатації. Однотипні конструктивні елементи їх систем та агрегатів в різних спряженнях деталей однієї системи знаходяться в різних експлуатаційних режимах, наприклад при різних температурних та навантажувальних режимах. У більшості випадків для не великих періодів експлуатації випадкове навантаження можна представити у вигляді суми випадкової величини, що характеризує загальні умови, в яких експлуатується система або агрегат транспортної машини і стаціонарної випадкової функції часу, що обумовлює стабільність цих умов експлуатації. В даному випадку з великою ймовірністю можливо оцінювати остаточні відмови, що виникають в результаті накопичення незворотних змін, що відбуваються в матеріалах деталей систем і агрегатів. Результати попередніх досліджень впливу їх режимів роботи на надійність свідчать коливання навантажень, що будуть мати випадковий характер для розглянутого періоду експлуатації.

Іноді розкид значень параметрів режимів експлуатації або зберігання систем та агрегатів ТМ настільки малий, що ці характеристики можна вважати невинновими процесами. Наприклад, ТМ можуть зберігатися в приміщенні з оптимальним кліматом. Системи та агрегати ТМ не можуть володіти однаковим опором зовнішнім факторам та їх впливу. На їх якість впливає розподіл внутрішніх напружень поверхневих шарів деталей, приховані дефекти внутрішньої структури матеріалів, випадкові коливання технології виготовлення та інші випадкові причини. Тому при однакових навантаженнях та режимах експлуатації напрацювання до відмови однотипних систем та

агрегатів ТМ буде різним. За таких умов випадково вибраний технічний об'єкт з групи однотипних, що працюють при фіксованому навантаженні P_ϕ при напрацюванні до відмови є випадковою величиною L_B . При змінному невинипадковому навантаженні напрацювання до відмови можна розглядати як випадкову функцію навантаження $L(P_\phi)$.

Таким чином, необхідно оцінювати статистично як режим експлуатації, так і його реакцію на режим роботи досліджуваних систем та агрегатів ТМ. В даний час при дослідженні показників експлуатаційної надійності та ймовірнісних досліджень використовують два види залежностей: випадкові функції та функції випадкових аргументів. Для випадкової функції характерний випадковий зв'язок між невинипадковою (незалежною) змінною, структурним параметром систем та агрегатів ТМ і залежною змінною діагностичним параметром. У функції випадкового аргументу невинипадкова залежність пов'язує випадковий аргумент, зміна діагностичного параметра, із залежною змінною, напрацювання до відмови систем та агрегатів ТМ. Фізичні особливості процесу експлуатації систем та агрегатів ТМ визначаються необхідністю введення поняття випадкової функції випадкового аргументу. Для цього виду залежності характерний випадковий зв'язок між випадковим аргументом і залежною змінною.

На даний момент розвитку машинобудування важливим є за створення надійних систем та агрегатів з можливістю їх проектування ще до завершення головного проекту розроблених систем та агрегатів ТМ. При складанні технічних завдань на проектування необхідно здійснити ряд заходів щодо забезпечення їх керованої надійності:

- вибір і обґрунтування принципів технічного обслуговування;
- вибір основного показника надійності ТМ;
- призначення норм надійності;
- розподіл норм надійності ТМ за елементами систем та агрегатів;
- складання програми забезпечення надійності.

Зміст цих взаємно пов'язаних заходів багато в чому залежить від кінцевої мети, яку прагнуть досягти. Зазвичай цю мету формують у вигляді основного принципу, наприклад: спроектувати систему або агрегат відповідно до необхідної повної вартості за період експлуатації". При цьому необхідно збалансувати витрати на розробку та проектування систем та агрегатів ТМ з витратами на їх експлуатацію, щоб загальна сума витрат не перевищувала задану при забезпеченні найкращих технічних характеристик. За таким принципом провідні фірми отримують необхідний прибуток при випуску нових моделей ТМ, де ключовою особливістю є розробка та організація інтелектуальної стратегії технічного сервісу або технічного обслуговування.

Принципи технічного обслуговування багато в чому визначають ефективність застосування системи та агрегатів ТМ та здійснюють істотний вплив на їх конструкційну досконалість. Формування цих принципів є одним з найважливіших елементів науково-технічної політики щодо вдосконалення перспективних систем та агрегатів ТМ. Обґрунтування технічних вимог до системи та агрегатів ТМ полягає в аналізі та виявленні позитивних негативних сторін.

Існують наступні підходи організації операцій технічного сервісу окремих систем та агрегатів ТМ: 1) за календарними термінами, незалежно від їх напрацювання; 2) з розробкою заздалегідь встановлених міжремонтних ресурсів; 3) за фактичним станом; 4) за інтелектуальним аналізом діагностичної інформації та характеристик надійності систем та агрегатів ТМ.

Організація технічного сервісу за календарними термінами має негативну сторону, коли не враховується обставина: використовувався об'єкт чи ні в заданий проміжок часу, що може призвести до невиниправданих матеріальних втрат. Застосовується вона лише при невмінні або небажанні організувати облік напрацювання об'єктів.

При технічному сервісі з розробкою заздалегідь встановлених міжремонтних ресурсів систем та агрегатів ТМ незначно ускладнюється їх конструкція (можуть встановлюватися вимірювачі напрацювання). При цьому організація технічного обслуговування залишається порівняно простою, але можливості часових і матеріальних резервів використовуються не повністю.

При заміні за фактичним станом проводиться періодичний регламентний контроль важливих діагностичних параметрів систем та агрегатів ТМ, які характеризують їх наближення до відмови або уточнення їх меж допуску. Рішення про технічне обслуговування або більш докладну перевірку досліджуваних систем та агрегатів можливо приймати на основі програмного забезпечення, з врахуванням результатів діагностування. При цьому скорочуються трудові витрати на

обслуговування, скорочується витрата деталей систем та агрегатів, а також підвищується їх надійність.

При інтелектуальному аналізі діагностичної інформації та характеристик надійності систем та агрегатів ТМ вдається більш детально встановлювати необхідні діагностичні параметри, визначати їх межі допуску, а також встановлювати необхідні операції технічного сервісу як для окремої ТМ так і для їх парку. На основі впровадження інтелектуальної стратегії технічного обслуговування збільшується ризик організаційного колапсу, що може виникнути при недостатці високо кваліфікованих фахівців з експлуатації, а також некваліфікованих менеджерів з технічного сервісу. Дана стратегія потребує додаткового інформаційного та електронного доповнення системи експлуатації, але це дає змогу розширити можливості автоматизованого управління технічним станом систем та агрегатів ТМ.

Технічний сервіс за інтелектуальною стратегією можливий в першу чергу для систем та агрегатів ТМ, що спеціально конструюються з урахуванням особливості технічного обслуговування. Необхідно заздалегідь сформувати комплекс визначальних діагностичних параметрів досліджуваних їх систем та агрегатів ТМ, що дають змогу передбачити вбудовані датчики для контролю, місця під'єднання пересувних засобів контролю та ін. Крім того, для повної гарантії безвідмовної роботи систем та агрегатів доцільно спрогнозувати можливі наслідки відмов, щоб випадкова відмова окремої деталі системи або агрегату по можливості не приводила до аварійної ситуації.

Таким чином, на даний момент головним науково-технічним завданням розвитку технічного сервісу ТМ є застосування інтелектуальної системи технічного обслуговування. Але додатково необхідно розробити принципи створення даних систем та уточнити основні вимоги для технічного та організаційного забезпечення їх на підприємствах. Дана стратегія розвитку дає змогу формувати ефективні мережі технічної експлуатації ТМ, що також створює додаткові прибутки для підприємств, що їх реалізують.

Список використаних джерел

1. Аулін В.В., Лисенко С.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Мартиненко О.Д. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки // Вісник Харківського нац. техн. університету сільск. господарства. / Вип. 158. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Харків. – 2015. – С.252-262.
2. Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія під заг. ред. д.т.н., проф. Ауліна В.В. – Кропивницький: Видавництво ТОВ "КОД", 2017. – 370 с.
3. Аулін В.В., Гриньків А.В., Замота Т.М. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання методів теорії чутливості // Вісник інж. академії України. – 2015. – №3. – С. 66-72.
4. Аулин В.В., Гриньков А.В. Использование теоретико-информационного подхода для анализа технического состояния топливной системы автомобиля // "MOTROL" journal according of the Commission of Motorization and Energetic in Agriculture, CULS. 2016. Vol.18. №2. p.63-69.
5. Аулін В.В., Гриньків А.В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. – 2016. – №2 (77). – С.36-41.
6. Аулін В.В., Лисенко С.В., Кузик О.В., Гриньків А.В., Голуб Д.В. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення. Монографія. – Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф., 2016. 304с.
7. Гриньків А.В. Використання методів прогнозування в керуванні технічним станом агрегатів та систем транспортних засобів // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосп. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2016. – №29. С. 25-32.
8. Аулін В.В., Гриньків А.В. Теоретичне обґрунтування моментів контролю технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2017. – №8. – С. 9-20.
9. Аулін В.В., Гриньків А.В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану

транспортних засобів на основі теорії сенситивів // Науковий журнал "Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів". – №5.– Харків: ХНТУСГ, 2016. – С. 109-116

10. Аулін В.В., Гриньків А.В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. – 2016. – №2 (77). – С.36-41

123. О.О. Труханська, к.т.н., Вінницький національний аграрний університет

ВПЛИВ ФАКТОРІВ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ НА ВЛАСТИВОСТІ НАСІННЕВОГО ЛОЖА ҐРУНТУ

Передпосівний обробіток ґрунту під сівбу дрібнонасіenneвих культур є однією із значущих технологічних операцій, значне збільшення яких на фоні зростання технічної оснащеності сільського господарства і підвищення культури землеробства, призводить до негативного впливу на фізичний стан ґрунту і зменшення врожайності.

Так, при обробленні дрібнонасіenneвих культур за нормальною технологією із застосуванням одноопераційних спеціалізованих машин, тракторами і сільськогосподарськими машинами ущільнюється понад 60% площі поля. Окремі ділянки піддаються 3...9 кратному впливу, що знижує урожайність дрібнонасіenneвих культур на 8...10%. Крім того, швидкісні енергонасичені трактори не вдається повністю завантажувати звичайними одноопераційними машинами, застосовуваними в рослинництві [1].

Застосування більш сучасних сільськогосподарських машин до яких відносяться комбіновані машини і агрегати, експлуатація яких скорочує число проходів по полю, зменшити ущільнення ґрунту, втрати на холості проходи і заїзди, знижує грошові і енергетичні витрати, дозволяє збільшити продуктивність праці і за один прохід підготувати ґрунт під сівбу, пришвидшити терміни посіву, що особливо важливо для високих технологій вирощування сільськогосподарських культур.

Питання комплектування робочими органами і зниження тягового опору комбінованої машини вирішуються шляхом обґрунтування параметрів і режимів роботи окремих робочих органів, що дозволяє зберегти родючість ґрунту при зниженні енергоємності процесу і підвищенні екологічного стану [2].

Особливо важливим вважається створення оптимальних фізико-механічних і технологічних властивостей, особливо опір ґрунту різним видам деформації.

Вирішальним є вивчення факторів передпосівного боронування на властивості насінневого ложа ґрунту. При цьому приймаємо, що поверхневий шар включає і глибину 1 ... 2 см, тобто глибину розташування насінневого ложа для дрібнонасіenneвих культур. Тому, будова ґрунту, що утворюється ґрунтообробною бороною, має задовільняти агротехнічним вимогам на передпосівний обробіток ґрунту при вирощуванні дрібнонасіenneвих культур, які мають вплив, в тому числі і на подальшу глибину загортання насіння, рівномірність розподілу насіння по глибині, що впливає на польову схожість насіння ріпаку, конюшини, тимофіївки і льону-довгунця, а також їх врожайність [3]. На підставі системного підходу в якості підсистем можна виділити процес взаємодії ґрунту з комбінованою бороною (рис.1).

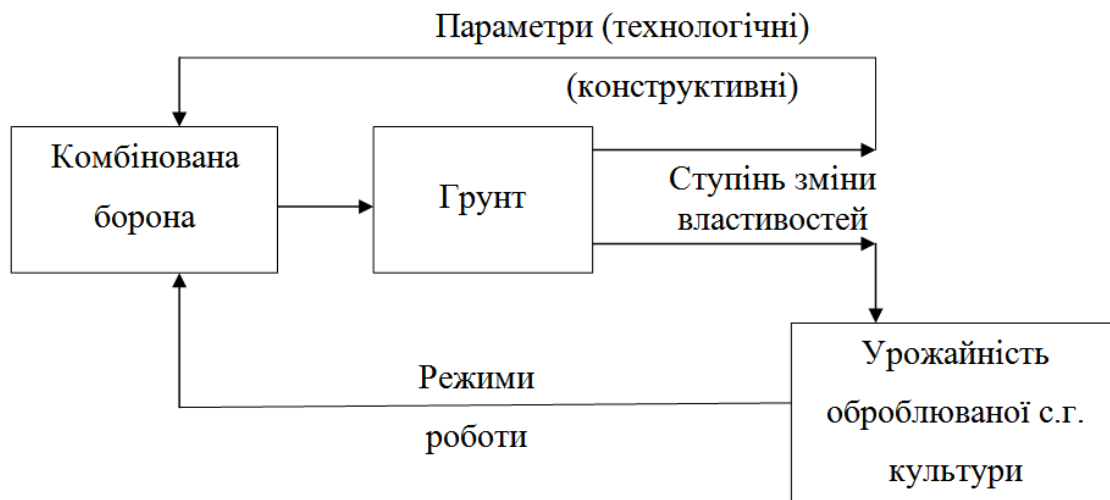


Рис.1. Схема моделі процесу

Для розкриття складеної моделі потрібне встановлення необхідних залежностей зміни фізико - механічних і технологічних властивостей ґрунту від параметрів і режимів роботи ґрунтообробного робочого органу, з урахуванням умов його функціонування. При цьому потрібно враховувати зональні і ґрунтово - кліматичні умови [4].

Основна увага в дослідженнях комбінованої, і серійних ґрунтообробних борін приділялася якісними показниками, таким як щільність і структура ґрунту. Встановлено залежності якості обробки, глибини закладення, польової схожості, урожайності насіння льону-довгунця і ярого ріпаку від параметрів і режимів роботи комбінованої, плоскою БЗСС - 1,0 і голчастою БІГ - 3,0 борін.

Для визначення оптимальних режимів роботи при передпосівному обробітку ґрунту під дрібнонасінні культури, складена матриця планування експерименту (табл.1).

Таблиця 1

Матриця плану і рівні варіювання факторів

Фактори	Кодоване позначення фактору	Рівні варіювання		Кодовані рівні варіювання	
		верхній	нижній		
Швидкість руху борони, м/с, (V)	X1	2,7	1	1	-1
Кількість зубів, шт/м, (K _з)	X2	24	12	1	-1
Питоме навантаження, Н/м ² , (P)	X3	20	12	1	-1
Форма борони		плоска	комбінована		
Вихідна густина ґрунту, 0,9-1,0 г/см ³					

В результаті дослідження зміни характеру властивостей ґрунту по глибині (рис.2) встановлено, що комбінована борона при роботі створює менше за величиною і більш рівномірне по глибині, ущільнення ґрунтового профілю. Аналіз отриманих результатів зміни щільності і вологості насінневого ложа представлених графічно на (рис.3) показує, що значний вплив на щільність ґрунту роблять швидкісні режими роботи і питоме навантаження.

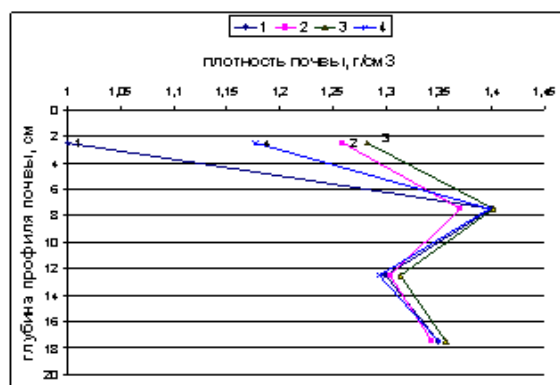


Рис.2. Графіки зміни щільності ґрунту по глибині від типу борони:

1 початковий стан; 2 - голчата; 3 - комбінована; 4 – плоска.

При збільшенні поступальної швидкості і питомого навантаження значення щільності ґрунту збільшується на 2 ... 3%.

$$\rho(P, V) = -0,35 - 0,0157P + 0,0819V^2 + 0,00516K_3^2 + 0,00131P^2K_3^2 + 0,00125V^2K_3^2, (1)$$

де ρ - щільність ґрунту, г/см³; P - питоме навантаження, Н/м²; K_3 - кількість зубів на 1м ширини захвату, шт/м; V - швидкість руху борони, м/с.

$$W(P, V) = -26,765 + 0,0221K + 0,0084P + 0,414V + 0,000233K^2 + 0,02P^2 - 0,012V^2, (2)$$

де W - вологість ґрунту, %.

Аналіз (2), показує, що збільшення питомої навантаження до 20 Н/см² знижує вологість насінневого ложа на 0,5%, а збільшення швидкості борони призводить до збільшення вологості насінневого ложа ґрунту.

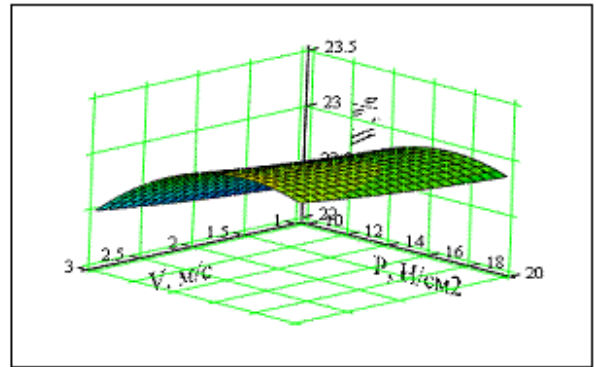
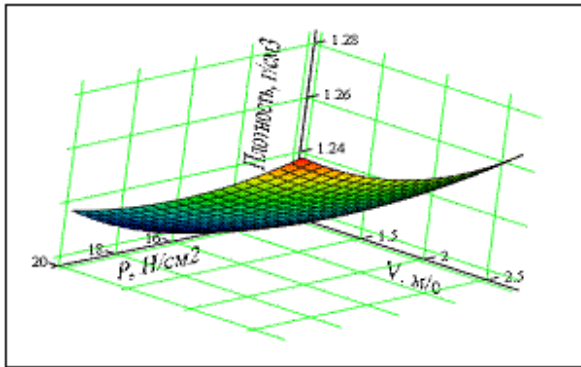


Рис.3. Графік зміни щільності (а) і вологості (б) насінневого ложа ґрунту від режимів роботи комбінованої борони при кількості зубів 24 шт/м.

При використанні борони з плоскою поверхнею, питоме навантаження і поступальна швидкість борони несуттєво впливають на збільшення щільності насінневого ложа ґрунту (рис.2, а). Відзначається також, що збільшення кількості зубів до 24 шт/м призводить до накопиченню ґрунту і забивання робочих органів, середній приріст щільності у всьому діапазоні досліджуваних чинників - 0,1 г/см³. При використанні комбінованої борони відмічається більшого впливу встановлених режимів роботи. Аналіз коефіцієнтів регресійних залежностей комбінованої борони вказує, що при збільшенні швидкісного режиму до 2,7 м/с і питомого навантаження до 18 Н/м параметр щільності є оптимальним (1,25 ... 1,27 г/см³) і відповідним агротехнічним вимогам. Встановлено незначне зменшення щільності насінневого ложа ґрунту, яке складає 0,2 ... 0,4 г/см³, при зменшенні кількості зубів до 12 шт/м.

Список використаних джерел

1. Панов И.М. Современное состояние и перспективы развития земледельческой механики в свете трудов В.П. Горячкина / И.М. Панов, В.И. Ветохин // Вестник МГАУ. Серия:Агроинженерия. – 2008. - № 2(27). - С. 9–14.
2. Ларюшин Н.П. Структурная оценка энергосберегающей технологии возделывания зерновых культур и рабочих органов посевных машин / Н.П. Ларюшин, А.В. Манчев, М.А. Ларин // Нива Поволжья: Технические науки. – 2011. - № 2(19). - С. 72–79.
3. Ґрунти України: властивості, генезис, менеджмент родючості. Навчальний посібник. За ред. В.І. Купчика. - К.: Кондор, 2010. – 414 с.
4. Ветохин В.И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины: Теория, расчет, результаты испытаний: монография / В.И. Ветохин, И.М. Панов, В.А. Шимонин, В.А. Юзбашев. – К.: Феникс, 2009. – 264 с.

124. С.С. Добранський, Житомирський агротехнічний коледж

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН

Актуальність проблеми. Основним засобом виробництва в сільському господарстві є ґрунт. З метою створення сприятливих умов для зростання і розвитку культурних рослин в ній проводиться її механічна обробка: оранка, глибоке розпушування, лущення, фрезерування, культивація, боронування, коткування. Якість обробки ґрунту, енергетичні витрати і загальні витрати на обробку

в значній мірі визначаються конструкційними параметрами і станом робочих органів. На вдосконалення робочих органів особливу увагу звертав і В.П. Горячкіу. Він писав: «Теорія всякого знаряддя повинна відповідати на два питання: 1) яку форму повинні, мати робочі частини знаряддя для найбільш досконалою за якістю роботи; 2) якими мають бути розміри і розташування всіх складових частин (працюючих і непрацюючих) знаряддя для найбільш зручного управління ним при можливо малій витраті зусилля ».

Робочі органи ґрунтообробних машин експлуатуються в абразивному ґрунтової середовищі і інтенсивно зношуються, змінюючи свою форму і розміри, тому їх доводиться часто замінювати або ремонтувати. Особливо це відноситься до лемішними плуга, за допомогою якого виконується, за словами В.П. Горячкіна, «... найважливіша, найважча і сама непродуктивна з усіх сільськогосподарських робіт».

В даний час для основного обробітку ґрунту - оранки використовуються робочі органи, конструкційні параметри яких були розроблені 40 ... 50 років тому. І якщо в 60-х роках минулого століття швидкості оранки не перевищували 5 км / год, сьогодні вони досягають 8 ... 10 км / год. З огляду на, що до теперішнього часу значно зросла маса збиральних машин, що спричинило за собою підвищення ущільнюють TM ґрунтів, навантаження і робочі органи орних агрегатів виросли приблизно в 4 рази, хоча самі робочі органи не змінилися ні конструкційно, ні матеріалознавчий.

Численні випробування серійних робочих органів лемішними плугів показують, що середнє напруження на відмову долотоподібні лемешів П-702 в залежності від видів ґрунтів і їх фізичного стану коливається від 5 до 20 га, грудей відвалів - від 10 до 100 га, крил відвалу - від 40 до 270 га, польових дощок - від 20 до 60 га. Обмежений ресурс мають робочі органи та інших ґрунтообробних машин: диски лушпильників і дискових борін - 8 ... 20 га, лапи культиваторів - 7 ... 18 га.

Все це свідчить про те, що довговічність робочих органів ґрунтообробних машин вкрай недостатня. У зв'язку з цим дослідження, спрямовані на підвищення їх ресурсу, особливо плуга, є актуальними і мають важливе народногосподарське значення.

Загальна методика досліджень включає наступні питання: аналіз фізико-механічних і технологічних властивостей ґрунтів і їх вплив на характер зношування деталей робочих органів плуга; теоретичні дослідження процесу абразивного зношування і розробка на цій основі робочої гіпотези про фактори, що впливають на інтенсивність зношування; експериментальні дослідження в лабораторних умовах зносостійкості матеріалів, які використовуються або можуть знайти застосування для виготовлення і зміцнення робочих органів, в т.ч. сталей, наплавочних матеріалів, зносостійких чавунів, технічної кераміки; порівняльні експлуатаційні випробування існуючих і досвідчених робітників органів, розроблених на базі оптимальних матеріалознавчих, конструкційних і технологічних параметрів; впровадження у виробництво методів і технологій підвищення ресурсу робочих органів і оцінка економічної ефективності їх застосування.

125.К.В. Борак, к.т.н., Д.В. Герасимчук, Житомирський агротехнічний коледж

СТАН ЗБЕРІГАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ НА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВАХ ЖИТОМИРСЬКОЇ ОБЛАСТІ

Специфіка експлуатації сільськогосподарських машин полягає в тому, що в середньому частка їхнього неробочого періоду становить 80,43%, а для посівних і ґрунтообробних машин — 89,74%. Відтак одним з чинників, які забезпечує високу довговічність експлуатації сільськогосподарської техніки — це якісна організація її зберігання. Зберігання техніки здійснюється відповідно до 7751-2009 «Техника используемая в сельском хозяйстве. Правила хранения»

Стандартом встановлено такі види зберігання сільськогосподарської техніки представлені у схемі 1.



Схема 1. Види зберігання сільськогосподарської техніки

Закритий спосіб найбільш надійний і найкраще захищає машини від дії атмосферних опадів. У приміщеннях закритого типу зберігають машини складні й цінні, а також ті, що мають легкопсувні деталі (текстильні, гумові тощо). При цьому машини захищені від негативної дії атмосферних опадів, температурних коливань, а це сприяє зниженню витрат на їх зберігання.

Відкритий спосіб передбачає зберігання машин на відкритих майданчиках без знімання з них будь-яких вузлів і деталей. Його використовують тільки для зберігання деяких нескладних машин: плугів, борін, культиваторів, котків, лушильників тощо. На відкритих майданчиках, які обладнують у місцях незатоплюваних та захищених від снігових заметів.

Комбінований спосіб передбачає зберігання машин під навісами або на спеціально обладнаних з твердим покриттям майданчиках, але з машин обов'язково знімають і здають на складське зберігання вузли і деталі, які можуть піддатись руйнуванню.

Проведений аналіз стану зберігання на сільськогосподарських підприємствах Житомирської області (ПАФ «Єрчики», ПрАТ «Зернопродукт МХП») показав, що найбільш поширений спосіб зберігання сільськогосподарської техніки – відкритий. Проте тенденція йде до збільшення кількості техніки, яка зберігається під навісом або у закритих майданчиках.



ПАФ «Єрчики»



ПрАТ «Зернопродукт МХП»



ПП «ІМПАК»

Практика показує, що 10–15% відмов відбувається через неякісну організацію зберігання с.-г. техніки. Особливо це стосується робочих органів сільськогосподарських машин, які працюють у ґрунті.

126. В.І. Ребенко, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ЩОДО АКТУАЛЬНОСТІ СИСТЕМИ МАШИН

Для здійснення комплексної механізації тваринницьких ферм передбачається застосування не випадкового набору машин і устаткування, а науково - обґрунтованої системи різномірних, але взаємно доповнюючих одна одну робочих машин, що дозволяють організувати виробничий процес на основі безперервного потоку.

Під системою машин розуміють такий рівень розвитку техніки, коли у виробництві застосовується не одна будь - яка самостійна або кілька однойменних робочих машин, а одночасно діють ряд різних робочих органів або машин, кожна з яких виконує свою особливу операцію, а в цілому здійснюється процес виробництва.

Система машин представляє сукупність (комплексний набір) взаємопов'язаних за технологічним процесом і продуктивності різномірних машин і транспортних засобів, що забезпечують комплексну механізацію всіх виробничих процесів.

Кожна з машин, що включається в систему повинна відповідати ряду вимог:

1. Відповідність всім технологічним і зооветеринарним вимогам, як до предмету так і результату праці (наприклад, не травмувати корову і забезпечувати високу кількість, якість молока).
2. Узгодженість всіх машин по продуктивності, джерел енергії;

3. Можливість потокової організації виконання всіх технологічних операцій, при яких одна машина дає роботу іншого;

4. Мінімальні витрати ручної праці і коштів.

В даний час закінченою системою машин для механізації всіх галузей тваринництва ще немає, однак промисловістю випускаються комплекти машин і обладнання, застосування яких механізуються більшість найбільш трудомістких технологічних процесів.

Систему машин необхідно розробляти з урахуванням завершення комплексної механізації на нових або реконструйованих фермах, комплексах і птахофабриках. Особлива увага при розробці системних машин повинна бути приділена на створення: 1) ефективних технологій і комплектів технологічних засобів для переробки та утилізації відходів в уникненні забруднення навколишнього середовища; 2) технічних засобів і технологій, що сприяють підвищенню продуктивності тварин і птахів; 3) поліпшення якості продукції та умов праці; 4) скорочення витрат кормів та інших матеріалів; 5) нових прийомів і технологічних засобів для раціонального використання електричної енергії.

В цілому система машин повинна забезпечувати зниження трудомісткості виробництва продукції, суттєве скорочення експлуатаційних витрат, приведених витрат, а також вирішити важливі соціальні завдання щодо поліпшення умов праці та перетворенню її в різновид індустріальної.

Перспективна система машин для тваринництва передбачає два напрямки механізації тваринництва і птахівництва: а) для нових великих ферм і комплексів - високий рівень механізації і автоматизації комплектами спеціальних машин по кожному технологічному процесу; б) для існуючих ферм - завершення механізації з використанням більш простих машин, що вписуються в будівельні конструкції.

127. В.І. Ребенко, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України

РОБОТИЗАЦІЯ МОЛОЧНИХ ФЕРМ

Повністю уникнути ручної праці в сільському господарстві, напевно, не вдасться найближчі 20-30 років. І це стосується не тільки нашої країни. Виробництво продуктів харчування як було важкою фізичною працею, так і залишиться. Ми можемо максимально полегшити цю працю, але в будь-якому випадку фізичний вплив людини на природу все одно зберігається.

Виникає питання, що ми можемо в цьому ланцюжку автоматизувати?

Заготівлю кормів автоматизувати досить складно. Є якийсь технологічний процес, що вимагає фізичної праці і спеціальної техніки. Звичайно, є заготівельні механізовані комплекси, що дозволяють максимально використовувати і супутникову навігацію, і планування посівів кормових і т.д. Але укочування, трамбування, вивезення з полів, закладку в траншеї поки це неможливо проводити без участі людини. А ось роздачу кормів можна автоматизувати. Раціон корів складається з двох основних частин: грубі і соковиті корми. Їх роздачу можна автоматизувати.

Друга частина - концентровані корми. Тут є два варіанти. Наприклад, поставити кормові станції безпосередньо в безприв'язному корівнику. Тварина підходить до кормостанції, ідентифікується і отримує свою норму. Тут можна дозувати, щоб не відразу висипати всю денну норму, а розділяти її на 4-5 підходів з певним інтервалом часу. Якщо та ж корова підійде другий раз протягом, скажімо, півгодини, звичайно, нічого їй не висипається, оскільки свою норму вона вже отримала.

На прив'язних фермах застосовуються кормовагон для роздачі концентрату. Така ж дозована роздача кілька разів на добу, яка коригується на основі продуктивності тварини. Автоматичне завантаження і роздача концентратів до 8 разів на добу практично повністю виключає людський фактор.

Станції випоювання телят - теж важливе питання. Питання збереження телят - це питання вирощування повноцінного приплоду. Ми тут теж можемо виключити працю людини. А головне, аналізувати і приймати правильні рішення. Кожен теля підходить і отримує необхідну йому дозу молока або замітника.

Автоматизована годівля - кормозмішувачі і кормороздавачі, самохідні та причіпні. Дозволяють правильно подрібнювати і перемішувати, роздавати. Але людина тут все одно

присутня. Тракторист під'їжджає до траншеї, до бункера, підвозить корм до корівника і роздає його по кормового столу і т.п.

Механізація доїння

На даний момент можна виділити три основні системи доїння:

1. Доїння в молокопровід. Це традиційна класична система доїння. Близько 80% всіх господарств її використовують.

Сьогодні ця конструкція зазнає значної модернізації, що дозволяє дояркам обслуговувати значно більшу кількість тварин, ніж з традиційними доїльними апаратами в 2,5 рази. Одна доярка може видоїти 80-100 корів. Є у нас господарства, в яких одна доярка доїть 6 апаратами 120 корів. При цьому вся інформація по удою, молоковіддачі, часу доїння відразу ж передається в комп'ютер.

Працю потрібно максимально полегшити, ми з цією системою комплектуємо ще транспортні рейки, щоб апарат зручно було переносити від однієї корови до іншої. Продуктивність праці підвищується не тільки за рахунок полегшення праці оператора, але і за рахунок впровадження індивідуальних налаштувань апарату по конкретну тварину. Він як і раніше залишається важким, але оператор може працювати з великим числом тварин і великим числом апаратів, тому що є наочний індикатор, автоматичні зняття підвісної частини, індивідуальні настройки апарату, а головне - не потрібно носити апарати на собі.

2. Доїння в доїльному залі. Це при безприв'язній системі утримання, коли корови приходять в доїльний зал і, проходячи через нього, дояться. Тут, звичайно, і продуктивність вище і рівень використання техніки вище.

3. Робот-дояр. Це повністю автоматизована система, де людина до корови взагалі не торкається в плані доїння. Корова заходить в робот-дояр, він автоматично обробляє вим'я перед доїнням, висушує, здоює перші цівки, під'єднує їй доїльні стакани, корова здоюється, він їх від'єднав, обробив вим'я, а корова пішла собі далі.

Один робот може обслуговувати до 70 корів. Але тут дуже важливий момент - організація самого руху тварин в корівнику і процес управління.

Кваліфікація людини на роботизованих фермах перейшла вже на дещо інший рівень. Оператор вже не доїть корову, він організовує роботу або процес доїння таким чином, щоб тварини максимальне число раз подоїти в цьому роботі. Це досягається різними методиками, в тому числі і плануванням годування, роздачі. Там є пристрій роздачі кормів, щоб корова сама хотіла зайти в цей робот подоїти.

Важливо організувати рух тварин таким чином, щоб корова, яка подоїлася годину назад, не заходила в робот і не займала доїльне місце.

Тут є серйозні вимоги до самих тварин. Але налаштування робота досить гнучкі. Якщо говорити про традиційній системі, ми стверджуємо, що, напевно, 70% корів підходять для доїння на роботі. Соски повинні бути вирівняні. Вим'я повинно бути типової форми, тому що там знаходиться маніпулятор. Чим рівніше вим'я і стандартнішими є соски, тим йому простіше їх знаходити і надягати доїльний стакан. Хоча, хочу підкреслити, що для робота абсолютно все одно, як соски розташовані, він їх знаходить все одно. Інше питання, скільки часу він на це витрачає.

Автоматизація нового покоління. Ми дивимося на роботизовану ферму саме з боку управління. Інше якісне управління вже настає і в плані селекції, в плані відтворення і роботи зі стадом. Але ми також активно пропагуємо і впроваджуємо поєднання двох систем: роботизованою ферми і доїння в молокопровід (або безприв'язному системи з доїльним залом).

Зараз є можливість зробити однаковий режим доїння і на молокопроводі і в роботі (сучасні автоматизовані системи це дозволяють). Фізіологічність доїння така ж, програма управління одна і та ж, отже, вся інформація по тварині також зберігається.

Буває так, що теличка, яку ми два роки вирощуємо, з якоїсь причини не підходить для доїння на роботі. Вибраковувати її на м'ясокомбінат шкода. Ми направляємо її на прив'язь, де вона проходить 2-3-5 лактацій. І аналогічно з роботом, якщо корова з якоїсь причини не може ходити до робота, ми можемо її поставити на прив'язь і отримати ще 1-2 лактації. Тобто ми збільшуємо завдяки автоматизації доїння на роботі-доярі і прив'язних фермах, продуктивне довголіття тварин.

Зміст

1.	<i>Г.П. Водяницький, к.т.н., доцент, І.П. Слюсаренко, В.В. Тимків, Житомирський національний агроекологічний університет, В.А. Мамчур, к.т.н., доцент, Житомирський агротехнічний коледж</i>	6
	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ-ПОДРІБНЕННЯ КОРМІВ ВЕРТИКАЛЬНИМ КОНІЧНИМ ШНЕКОМ	
2.	<i>В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Д.В. Муштин, А.П. Ляшко, Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	6
	МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ І ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТІЛОЮ	
3.	<i>В.Б. Левченко, к.с.-г.н., доцент, К.І. Лісова, студентка, Житомирський агротехнічний коледж, І.В. Шульга, к.с.-г.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет</i>	7
	СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПРОБНИЦТВА ЛІСОГОСПОДАРСЬКОГО І ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ЗА МІЖНАРОДНИМИ ВИМОГАМИ СЕРТИФІКАЦІЇ ЛІСІВ FSC В УКРАЇНІ	
4.	<i>В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Ю.О. Ромасевич, д.т.н., доцент, О.В. Стехно, Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	9
	ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ «ВІЗОК-ВАНТАЖ» ПРИ НЕСИМЕТРИЧНИХ ОБМЕЖЕННЯХ НА КЕРУВАННЯ	
5.	<i>И.М. Швед, Белорусский государственный аграрный технический университет</i>	11
	ИССЛЕДОВАНИЯ ВРЕМЕНИ РАЗМЫВА ОСАДКА НАВОЗА	
6.	<i>О.М. Ачкевич, к.т.н., Національний університет біоресурсів та природокористування України</i>	13
	АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ЗМІШУВАЧІВ БАРАБАННОГО ТИПУ	
7.	<i>М.І. Денисенко, к.т.н., ВП НУБіП України «Немішаєвський агротехнічний коледж», О.С.Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	16
	НАНОТЕХНОЛОГІЇ У МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА І ТЕХНІЧНОМУ СЕРВІСІ	
8.	<i>В.В. Братішко, д.т.н., с.н.с., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, В.І. Дешко, к.т.н., с.н.с., М.Н. Савенко, пров. інженер, Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»</i>	18
	СПОСІБ ПРИГОТУВАННЯ ГРАНУЛЬОВАНИХ КОМБІКОРМІВ З ПІДВИЩЕНИМ ВМІСТОМ СІНА	
9.	<i>В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, О.О. Сподоба, А.П. Ляшко, Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	19
	МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖНОГО МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ	
10.	<i>В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, К.І. Почка, Київський національний університет будівництва і архітектури, Ю.О. Ромасевич, д.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	19
	ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА ДИНАМІКУ	

**РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ
ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНОГО
ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ**

11. *В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, К.І. Почка, к.т.н., доцент, А.А. Маслюк, пров. інженер, Київський національний університет будівництва і архітектури* 21

ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

12. *Л.Г. Сапун, А.В. Захаров, к.т.н., доцент, И.О. Захарова, Т.А. Варфоломеева, Белорусский государственный аграрный технический университет* 22

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ
НА ДВИГАТЕЛЯХ ПРОИЗВОДСТВА ОАО «УКХ «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ
ЗАВОД»**

13. *Н.А. Поздняков, УО Белорусский национальный технический университет, Т.А. Варфоломеева, А.В.Захаров, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный университет* 24

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ**

14. *А.В. Захаров, к.т.н., доцент, Л.Г. Сапун, И.О. Захарова Т.А. Варфоломеева, Белорусский государственный аграрный технический университет* 27

**ОСОБЕННОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАССЫ АГРЕГАТА ПО ОСЯМ ТРАКТОРА
С ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ КИНЕМАТИКОЙ ПЕРЕДНЕГО НАВЕСНОГО
УСТРОЙСТВА**

15. *А.В. Захаров, к.т.н., доцент, Л.Г. Сапун, А.В. Ващула, И.О. Захарова, Белорусский государственный аграрный технический университет* 29

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АГРЕГАТА С РАЗНЕСЕННЫМИ
НА ПЕРЕДНЮЮ И ЗАДНЮЮ НАВЕСКУ ТРАКТОРА КОМБИНИРОВАННЫМИ
С/Х МАШИНАМИ**

16. *А.И. Бобровник, д.т.н., профессор, Н.А. Поздняков, Белорусский национальный технический университет, Т.А. Варфоломеева, А.В.Захаров, к.т.н., доцент, В.М. Головач, М.А. Шпак, Белорусский государственный аграрный технический университет* 31

**ОЦЕНКА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ
ТРАКТОРА СО СДВОЕННЫМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ**

17. *А.И. Бобровник, д.т.н., профессор, Н.А. Поздняков, Белорусский национальный технический университет, Т.А. Варфоломеева, А.В.Захаров, к.т.н., доцент, В.М. Головач, А.С. Будчанин, М.А. Шпак, Белорусский государственный аграрный технический университет* 33

**ПОВЫШЕНИЕ АГРОЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ
«БЕЛАРУС»**

18. *А.И. Бобровник, д.т.н., профессор, Белорусский национальный технический университет, Т.А.Варфоломеева, Белорусский государственный технический университет, С.В. Маршалко, ОАО «БЕЛАЗ», И.И. Степуть, Белорусский национальный технический университет* 36

**ИННОВАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ЗАМЕРА ДЕФОРМАЦИИ ШИНЫ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

19.	<i>С.О. Берцулевич, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет</i>	39
	НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ МАШИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ ЗЕЛЕНИХ КОРМІВ	
20.	<i>П.М. Гогот, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	40
	ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ	
21.	<i>Р.М. Головатий, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	42
	АНАЛІЗ І КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ ДЛЯ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ	
22.	<i>М.Л. Гуменюк, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	46
	АНАЛІЗ СУЧАСНОГО ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СІВБИ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР	
23.	<i>О.А. Здоровик, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	48
	АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ КОМБІНОВАНИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІ	
24.	<i>О.З. Перун, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	51
	ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ	
25.	<i>А.М. Веремийчук, студент, С.М. Грушецький к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	53
	АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОТАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ТА ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ	
26.	<i>І.О. Дупак, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	55
	АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗАГОТІВЛІ КОРМІВ ІЗ ТРАВ	
27.	<i>А.П. Семенов, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	57
	АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ВИРОЩУВАННЯ РІПАКУ В УКРАЇНІ ТА ЗА КОРДОНОМ	
28.	<i>Т.М. Коваль, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	59
	КЛАСИФІКАЦІЯ ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН	
29.	<i>С.М. Кишко, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	61
	ПРИВОД ДВОНОЖОВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА	
30.	<i>Г.М. Ніскоромний, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно – технічний університет</i>	62

СТРУКТУРНА СХЕМА ВУЗЛІВ І АГРЕГАТИВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

31. *Д.В. Лахтін, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет* 64
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ ТЕПЛООБМІННИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИЛУЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ҐРУНТУ
32. *С.М. Грушецький к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет* 67
АНАЛІЗ І ВИБІР ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН
33. *О.В. Натолочний, студент, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет* 69
ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ СЕПАРУЮЧИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ
34. *М.І. Денисенко, к.т.н., доцент, О.С. Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України* 71
ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ФОРМУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ СТРУКТУР ДЕТАЛЕЙ МАШИН
35. *М.І. Денисенко, к.т.н., О.С.Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України* 73
ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ПОЛИЦІ ПЛУГУ
36. *М.І. Денисенко, к.т.н., О.С. Дев'ятко, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України* 75
ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ БІОТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ «ЛЮДИНА-МАШИНА-ТВАРИНА» У ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОЦЕСІ СТРИЖКИ ОВЕЦЬ
37. *В.Л. Куликівський, к.т.н., В. М. Боровський, Житомирський національний агроекологічний університет* 77
КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МОБІЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ
38. *В.Л. Куликівський, к.т.н., Житомирський національний агроекологічний університет* 79
ТРАВМУВАННЯ ЗЕРНА СОЇ ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН
39. *В.Л. Куликівський, к.т.н., В. К. Палійчук, к.т.н., Житомирський національний агроекологічний університет* 82
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНАХ
40. *Ю.В. Ващёнок, студент, В.А. Арыков, студент, И.А. Веренич, к.т.н., доцент, Белорусский национальный технический университет* 84
ОЧИСТКА И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ОТРАБОТАННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАСЕЛ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН
41. *И.А. Веренич, к.т.н., доцент, Ю.В. Ващёнок, студент, Белорусский национальный технический университет* 86
ПОВЫШЕНИЕ КЛАССА ЧИСТОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАСЕЛ ПОГРУЗЧИКА «АМКОДОР А4342С МЕТОДОМ БАЙПАСНОЙ ОЧИСТКИ

42.	<i>А.С. Шепелюк, студент, И.А. Веренич, к.т.н., доцент, Белорусский национальный технический университет</i>	89
	МОТОРНЫЕ МАСЛА ДЛЯ ГАЗОВЫХ ДВС	
43.	<i>Д.Ф. Кольга, С.А. Костюкевич, Ф.И. Назаров, В.Д. Баринов, Белорусский государственный аграрный технический университет</i>	92
	ПРОИЗВОДСТВО ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ	
44.	<i>А.М. Пахучий, Харківський національний аграрний університет ім.В.В.Докучасва</i>	94
	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБЧІСУЮЧОГО БАРАБАНА ЖНИВАРКИ	
45.	<i>М.В. Семененко, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	97
	АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	
46.	<i>Semenenko M, National University of life and environmental Sciences of Ukraine</i>	98
	ASSESSMENT OF RISK TO HUMAN HEALTH FROM THE HARMFUL EMISSIONS OF AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX	
47.	<i>М.Д. Воєвідко, В.С. Бончик, к.т.н., доцент, П.П. Федірко, Подільський державний аграрно-технічний університет</i>	99
	ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВОГО З'ЄДНАННЯ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА	
48.	<i>С.М. Лісовий, В.С. Бончик, к.т.н., доцент П.П. Федірко, Подільський державний аграрно-технічний університет</i>	100
	ПЕРСПЕКТИВНІ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В УКРАЇНІ	
49.	<i>Б.С. Радченко, В.С. Бончик к.т.н., доцент, П.П. Федірко, Подільський державний аграрно-технічний університет</i>	102
	ОСНОВНІ ПЕРЕВАГИ ПРОФЕСІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ДИЗЕЛЬНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	
50.	<i>Г.В. Берляк, к.е.н., Житомирський агротехнічний коледж</i>	103
	ІНВЕСТИЦІЇ, ЯК ВАЖЛИВА СКЛАДОВА РОЗВИТКУ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА	
51.	<i>В.С. Ловейкін, д.т.н., професор, І.О. Кадикало, Національний університет біоресурсів і природокористування України</i>	105
	МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА	
52.	<i>В.М. Яропуд, к.т.н., доцент, І.А. Бабин, Вінницький національний аграрний університет</i>	106
	ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАГОРТАЛЬНОГО ДИСКА КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ	
53.	<i>В.М. Яропуд, к.т.н., доцент, І.А. Бабин, Вінницький національний аграрний університет</i>	107
	ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАННЯ ЩІТКИ РОТОРНОГО ПРОСІНОВАЧА ПОДРІБНЕНОЇ МАКУХИ	

54. *А.В. Китун, Ф.Д. Сапожников, Ф.И. Назаров, А.Н. Сашко, Белорусский государственный аграрный технический университет* 110
АЛГОРИТМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ТЕРМОРЕГУЛИРУЮЩЕГО ВЕНТИЛЯ И НЕДОСТАТКА ХЛАДАГЕНТА В МОЛОКООХЛАДИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ
55. *А.В. Китун, Ф.Д. Сапожников, И.М. Швед, А.Н. Сашко, Белорусский государственный аграрный технический университет* 112
АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОГО ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ХОЛОДИЛЬНОМ КОНТУРЕ МОЛОКООХЛАДИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ
56. *Е.В. Сенчуров, Л.Е. Сергеев, к.т.н., доцент, Е.А. Ковалевский, Белорусский государственный аграрный технический университет* 114
ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ШТОКОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФИНИШНОЙ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ
57. *Н.Н. Корчак, Подольский государственный аграрно-технический университет* 117
ОБОСНОВАНИЕ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРГАНОВ ПРИ ИХ ДВИЖЕНИИ В ПОЧВЕ
58. *А.В. Крутов, Е.Н. Ковширко, Белорусский государственный аграрный технический университет* 118
КОМБИНИРОВАННАЯ ОЧИСТКА СТОЧНЫХ ВОД ПРЕДПРИЯТИЙ МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ С ПОЛУЧЕНИЕМ БИОГАЗА
59. *Е.П. Забелло, д.т.н., профессор, А.И. Шатковский, к.т.н., доцент, Т.Г. Базулина, ст. преподаватель, Белорусский государственный аграрный технический университет* 121
ОПТИМИЗАЦИЯ СУТОЧНОГО ГРАФИКА НАГРУЗКИ ОБЪЕКТА АПК С ПРИМЕНЕНИЕМ НАКОПИТЕЛЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ
60. *С.Р. Белый, Г.А. Радишевский, Белорусский государственный аграрный технический университет.* 123
ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БОТВОДРОБИТЕЛЯ С РОТОРНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ
61. *Н.А. Равинский, Белорусский государственный аграрный технический университет* 126
АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ ВЛАЖНОСТИ И ВОЗМОЖНОСТИ ЕЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ НА ЛИНИИ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ЛЬНЯНОЙ ТРЕСТЫ
62. *Е. П. Забелло, д.т.н., профессор, В. Л. Петрович, Белорусский государственный аграрный технический университет* 127
ПОРЯДОК РАСЧЕТА ОПЛАТЫ ЗА ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЕ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ИНТЕРВАЛЬНО-ДИФФЕРЕНЦИРОВАННЫХ ТАРИФОВ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ ПРИ КОСВЕННОМ УПРАВЛЕНИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ
63. *Е.П. Забелло, д.т.н., профессор, А.С. Качалко, Белорусский государственный аграрный технический университет* 130
ПРИМЕНЕНИЕ ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ ДЛЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕНЕРАЦИИ К ПОТРЕБИТЕЛЮ
64. *И.Б. Дубодел, к.т.н., доцент, П.В. Кардашов, к.т.н., доцент, В.С. Корко, к.т.н.,* 132

доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет

ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ БЕЛКОВОСОДЕРЖАЩИХ СРЕД

65. *В.С. Корко, к.т.н., доцент, П.В. Кардашов, И.Б. Дубодел, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет* 134
- ЭФФЕКТЫ ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЙ В ПРОЦЕССАХ МОЙКИ И ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЯ ПЛОДОВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ**
66. *В.В. Носко, Д.С. Праженик, Белорусский государственный аграрный технический университет* 135
- ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ СЕПАРИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ**
67. *О.В. Данильчик, Белорусский государственный аграрный технический университет* 138
- ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЗАЩИЩЕННОМ ГРУНТЕ**
68. *Р.С. Грудовий, Житомирський національний агроекологічний університет* 139
- АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ КІНЕМАТИКИ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ У ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРАХ**
69. *В.А. Ковалев, к.т.н., доцент, И.И. Скочек, Белорусский государственный аграрный технический университет* 142
- ОСОБЕННОСТИ КОНТРОЛЯ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА НЕКОТОРЫХ ОБЪЕКТАХ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА**
70. *А.П. Акимов, д.т.н., профессор, В.П. Мазяров, к.т.н., доцент, Ю.В. Константинов, к.т.н., доцент, В.П. Егоров, к.т.н., доцент, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия* 143
- ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ**
71. *С.М. Герук, к.т.н., доцент, с.н.с., Житомирський агротехнічний коледж, О.М. Сукманюк, к.і.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет* 146
- ФРАГМЕНТИ ІСТОРІЇ РОЗВИТКУ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ**
72. *Ю.Н. Розальская, В.Н. Еднач, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет* 148
- ПОВЫШЕНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЕМЯН ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕЯЛКИ**
73. *О.В. Блезнюк, к.т.н., доцент, О.С. Иванюк, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка* 150
- АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ РІЗУЧІ КРАЙКИ РОБОЧОГО ОРГАНУ З ГРУНТОМ**
74. *О.И. Мисуно, к.т.н., доцент, А.В. Клещик, Белорусский государственный аграрный технический университет* 153
- ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКАЯ НАВЕСКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ**
75. *О.И. Мисуно, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет* 155
- СХЕМА ПОСТРОЕНИЯ МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ С ОБОРОТНЫМ ПЛУГОМ**
76. *Д.Ф. Кольга, к.т.н., доцент, С.А. Костюкевич, к.с.-х.н., доцент, В.В. Захаров, А.Д.* 157

Руденко, студент, Белорусский государственный аграрный технический университет

**ПРОМЫВКА ДОИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДИН ИЗ ФАКТОРОВ,
ВЛИЯЮЩИХ НА КАЧЕСТВО МОЛОКА**

77. *В.В. Захаров, Д.А. Тагаев, студент, Белорусский государственный аграрный технический университет* 159
- МЕХАНИЧЕСКИЙ ПУЛЬСАТОР ПОПАРНОГО ДОЕНИЯ КОРОВ
ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ДОИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**
78. *В.Н. Дашков, д.т.н, профессор, «Республиканское научно-производственное унитарное предприятие «Институт энергетики НАН Беларуси», С.А. Антошук, к.т.н., доцент, «Белорусская Машиноиспытательная станция», В.В. Захаров, Белорусский государственный аграрный технический университет* 161
- К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПЕРЕДВЕЖНЫХ ДОИЛЬНЫХ
УСТАНОВОК**
79. *В.Н. Дашков, д.т.н, профессор, «Республиканское научно-производственное унитарное предприятие «Институт энергетики НАН Беларуси», С.А. Антошук, к.т.н., доцент, «Белорусская Машиноиспытательная станция», В.В. Захаров, Белорусский государственный аграрный технический университет* 164
- ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИНЧАТО-РОТОРНОГО
ВАКУУМНОГО НАСОСА**
80. *М.Л. Засць, к.т.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет* 167
- РЕЗУЛЬТАТИ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ СХОДУ НАСІННЯ З
КРИВОЛІНІЙНОЇ ТВІРНОЇ ПОВЕРХНІ РОЗПОДІЛЬНИКА**
81. *О.С.Поліщук, Житомирський агротехнічний коледж* 170
- ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ РОТАЦІЙНИХ КОСАРОК**
82. *Ю.К. Городецкий, А.С. Качалко, Е.А. Городецкая, Белорусский государственный аграрный технический университет* 171
- ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ПОЛЕ КАК РАБОЧИЙ ОРГАН ПРИ ВЫДЕЛЕНИИ СЕМЯН
КОРИАНДРА ПОСЛЕ ОБМОЛОТА**
83. *О.О. Лаврищев, Житомирський агротехнічний коледж, О.М.Сукманюк, к.і.н., доцент, Житомирський національний, агроекологічний університет* 173
- ЕЛЕКТРОМОБІЛЬ. ПЕРЕВАГИ І НЕДОЛІКИ**
84. *М.М. Берлінець, Державне підприємство «Центральна лабораторія якості води та ґрунтів» ІВПіМ НААН, А.В.Павицька, Національний університет біоресурсів і природокористування України* 175
- ЗАСТОСУВАННЯ ФОТОВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ В ПРОЦЕСІ
ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНА**
85. *Ю.М. Берлінець, с.н.с., ДП «Центральна лабораторія якості води та ґрунтів» ІВПіМ НААН України* 176
- СИЛОВА ДІЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ КОРОННОГО РОЗРЯДУ НА СИПКОСТЬ
НАСІННЯ ПШЕНИЦІ**
86. *І.В. Дмитрів, к.т.н., Б.С. Красниця, Національний університет «Львівська політехніка»* 178
- ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗМИКАННЯ ДІЙКОВОЇ ГУМИ**
87. *В.Т. Дмитрів, д.т.н., професор, П.П. Яцунський, Національний університет «Львівська* 180

АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТИСКУ ТА КЕРУВАННЯ ПНЕВМОЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПУЛЬСОКОЛЕКТОРОМ

88. *Н.Л. Ракова, к.т.н., доцент, Т.В. Бойко, к.т.н., доцент, А.С. Воробей, к.т.н., н.с. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», Ж.И. Пантелеева, старший преподаватель, Белорусский государственный аграрный технический университет* 180

ЭТАПЫ ПОСТРОЕНИЯ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ В ПРИВОДЕ КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА

89. *Д.И. Комлач, заместитель генерального директора по внедрению и испытаниям РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», А.С. Воробей, к.т.н., н.с. .РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», Н.Л. Ракова, к.т.н., доцент, Т.В. Бойко, к.т.н., доцент, Белорусский государственный аграрный технический университет* 184

МЕХАНИЗИРОВАННАЯ УБОРКА КАПУСТЫ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

90. *Т.В.Бойко, к.т.н., доцент, Н.Л.Ракова,к.т.н., доцент, А.С. Воробей, к.т.н., н.с. .РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», Д.Н. Бондаренко, Белорусский государственный аграрный технический университет* 186

АНАЛИЗ РАБОТЫ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА СИСТЕМЫ ШУМАХЕРА

91. *П.М. Ярошенко, Сумський національний аграрний університет* 188

ПРО СІВБУ КУКУРУДЗИ СУЧАСНИМИ СІВАЛКАМИ

92. *О.В.Семерня, Сумський національний аграрний університет* 189

АНАЛІЗ УМОВ ПРАЦІ ПО КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ РОБОЧИХ МІСЦЬ ОПЕРАТОРІВ СУЧАСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

93. *М.В. Горовий, Ю.О. Прокопенко, Роменського коледжу Сумського національного аграрного університету* 191

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ПРИ ЗБИРАННІ ОЗИМА ПШЕНИЦІ

94. *О.М. Калнагуз, Ю.О. Прокопенко, Роменський коледж Сумського національного аграрного університету* 193

ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ РОБОТУ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ

95. *О.М. Калнагуз, Сумський національний аграрний університет, В.О. Кудря, к.т.н., інженер-механік ПАТ «Агро-Союз»* 194

ЩОДО РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРІВ

96. *Д.Ю. Кузь, С.М. Грушецький, к.т.н., доцент, Подільський державний аграрно-технічний університет* 195

ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОТРАКТОРА

97. *А.Г. Вабищевич, к.т.н., доцент, Н.Д. Янцов, к.т.н., доцент, Е.Н. Курак, Д. Ю. Филинский, Белорусский государственный аграрный технический университет* 197

МАЛОГАБАРИТНЫЙ КОМБИНИРОВАННЫЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИЙ АГРЕГАТ

98. *Т.Г. Базулина, А.И. Шатковский, к.т.н., доцент, А.С. Силуцкий, Белорусский государственный аграрный технический университет* 200

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

99. *О.І. Сорокін, Вовчанський коледж Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка* 202
ПРОБЛЕМИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ АПК УКРАЇНИ
100. *О.С. Боговєсов, Д.А. Захаров, Вовчанський коледж Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка* 205
СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРЬСКИХ МАШИН
101. *А.В. Миранович, к.т.н., доцент, В.Г.Мисько,Белорусский государственный аграрный технический университет* 206
ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ, ПОЛУЧЕННЫХ КОМБИНИРОВАННЫМИ СПОСОБАМИ УПРОЧНЕНИЯ
102. *К.О. Скрипка, Л.Л. Тітова, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України* 209
ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ
103. *В.А. Поліщук, Л.Л. Тітова, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України* 210
ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОЇ ЄМНОСТІ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ
104. *Д.С. Шахрай, Е.С. Сукало, С.С. Попко, Беларуский государственный аграрный технический университет* 212
РАЗРАБОТКА ОРОСИТЕЛЬНОЙ КОНСОЛИ ДЛЯ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ УД-2500
105. *Д.С. Шахрай, А.Н. Новак, К.А. Павловский, Беларуский государственный аграрный технический университет* 213
ПРОЕКТИРОВАНИЕ БЫСТРОСЪЕМНОГО НАВЕСНОГО КОВША-РАЗДАТЧИКА ДЛЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА АМКОДОР 332
106. *В.Б. Ловкис, к.т.н., доцент, Н.А. Деменок, О.Д. Тозик, Беларуский государственный аграрный технический университет* 214
ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СЖИГАНИЯ ГЕНЕРАТОРНЫХ ГАЗОВ, ПОЛУЧАЕМЫХ ИЗ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА И ГОРЮЧИХ ОТХОДОВ
107. *В.Б. Ловкис, к.т.н., доцент, О.В. Данильчик, О.Д. Тозик, Беларуский государственный аграрный технический университет* 216
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБРАЗЦА ИНФРАКРАСНОЙ ГАЗОВОЙ ГОРЕЛКИ
108. *Л.С. Герасимович, академик НАНБ, д.т.н., професор, В.В. Михайлов, В.А. Паловский, Беларуский государственный аграрный технический университет* 217
ВЛИЯНИЕ СПЕКТРА СВЕТОДИОДНОГО ОСВЕЩЕНИЯ НА НАКОПЛЕНИЕ ФИТОМАССЫ У ТОМАТОВ
109. *П.В. Кардашов, к.т.н., доцент, В.С. Корко, к.т.н., доцент, И.Б. Дубодел, к.т.н., доцент, Беларуский государственный аграрный технический университет* 220
ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ЗЕРНОВОЙ МАССЕ, ОБРАБОТАННОЙ ПОСТОЯННЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ
110. *О.В.Бондарчук, Беларуский государственный аграрный технический университет, В.А. Пашинский, к.т.н., доцент, Международный государственный экологический институт имени А.Д. Сахарова Белорусского государственного университета* 222

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРООБОРАБОТКИ И ВРЕМЕНИ ОТЛЕЖКИ ПЕРЕД СОЛОДОРЩЕНИЕМ НА БИОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЯЧМЕНЯ

111. *А.О. Науменко, О.А. Науменко, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка* 224
РОЗБУДОВА МЕРЕЖІ РЕЦИКЛІНГА ТЕХНІКИ АПК УКРАЇНИ
112. *В.Н. Кондратьев, д.т.н., профессор, РУП «Институт мелиорации», С.И. Оскирко, к.т.н., Ю.А. Напорко, Белорусский государственный аграрный технический университет* 225
ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ ВЫСЕВАЮЩЕЙ ШТАНГИ ДЛЯ ВЫСЕВА СЕМЯН РАПСА МЕТОДОМ ГИДРОПОСЕВА
113. *Ю.Д. Карпиевич, д.т.н., доцент, И.И. Бондаренко, Д.Г. Лопух, М.А. Каптур, студент, Н.Н. Казеко, студент, УО «Белорусский национальный технический университет», УО «Белорусский государственный аграрный университет», ГНУ «ОИИ НАН Беларуси»* 227
АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ ПОВОДКОВОГО МОМЕНТА
114. *Г.И. Гедроить, В.В. Михалков, Белорусский государственный аграрный технический университет* 229
СПЕЦИАЛЬНЫЕ АВТОМОБИЛИ ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА
115. *Г.И. Гедроить, к.т.н., доцент, С.В. Занемонский, Белорусский государственный аграрный технический университет* 230
АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УРОВНЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ
116. *Л.В. Швець, к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет* 232
РОЗРОБКА МАШИНИ ДЛЯ СУЦІЛЬНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ
117. *О.І. Алфьоров, к.т.н., доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка* 233
НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ЗАТЯЖКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН
118. *І.Л. Роговський, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України* 235
ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ВІТЧИЗНЯНОГО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ
119. *П.Д. Іванцов, Б.Р. Горнічний ; студент, Житомирський агротехнічний коледж* 237
КОНЦЕПТУАЛЬНІ АСПЕКТИ ОРГАНІЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА ПОЛІССЯ ЖИТОМИРЩИНИ НА ПРИКЛАДІ ПП «ГАЛЕКС-АГРО»
120. *Л.Г. Савченко, к.і.н., доцент, Житомирський національний агроекологічний університет* 240
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СПЕКТРІВ ОПТИЧНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ ТА ОСВІТЛЕНOSTІ НА ВИРОБНИЧИЙ ПЕРСОНАЛ
121. *В.В. Аулін, д.т.н., професор, А.В. Гриньків, к.т.н., С.В. Лисенко, к.т.н., доцент, Д.В. Голуб, к.т.н., доцент, Центральнoукраїнський національний технічний університет* 241
СИНЕРГЕТИКА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАШИН ВИКОРИСТАННЯМ

МОДЕЛЕЙ МАРКІВСЬКИХ ПРОЦЕСІВ

122. *В.В. Аулін, д.т.н., професор, А.В. Гриньків, к.т.н., О.Л. Ляшук, к.т.н., Д.О. Великодний, к.т.н., Центральноукраїнський національний технічний університет* 245

ПРИНЦИПОВІ ОСНОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

123. *О.О. Труханська, к.т.н., Вінницький національний аграрний університет* 247

ВПЛИВ ФАКТОРІВ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ НА ВЛАСТИВОСТІ НАСІННЄВОГО ЛОЖА ҐРУНТУ

124. *С.С. Добранський, Житомирський агротехнічний коледж* 250

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН

125. *К.В. Борак, к.т.н., Д.В. Герасимчук, Житомирський агротехнічний коледж* 251

СТАН ЗБЕРІГАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ НА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВАХ ЖИТОМИРСЬКОЇ ОБЛАСТІ

126. *В.І. Ребенко, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України* 253

ЩОДО АКТУАЛЬНОСТІ СИСТЕМИ МАШИН

127. *В.І. Ребенко, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України* 254

РОБОТИЗАЦІЯ МОЛОЧНИХ ФЕРМ

**«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та
технічного сервісу сільськогосподарських машин і
знарядь»**

V Всеукраїнська науково-практична конференція

ЗБІРНИК ТЕЗ

28-29 березня 2019 року

м. Житомир

Редактор: Добранський С.С.

**Житомирський агротехнічний коледж
Відділення «Агроінженерія»**