

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ

УДК 631.32

НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ – АНАЛІЗ ДІЯЛЬНОСТІ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ

Г.А. Голуб, доктор технічних наук

Приведено основні показники науково-технічної та інноваційної діяльності науково-дослідного інституту техніки і технологій за останні десять років.

Наука, дослідження, розробки, інновації, інститут.

Постановка проблеми. В Україні останнім часом склалася така ситуація, коли переважна більшість висококваліфікованих науковців стала працювати в університетах, в тому числі, перейшовши з науково-дослідних академічних інститутів. У той же час, одним із напрямів вирішення проблем, що виникають при підготовці спеціалістів, є розширення залучення студентів до проведення наукових досліджень та виконання дослідно-конструкторських розробок. Створення в структурі навчально-наукового технічного інституту науково-дослідного інституту техніки і технологій у значній мірі сприяло залученню науковців та студентства до виконання науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт в інноваційних напрямках розвитку виробництва і ця робота потребує постійного удосконалення, особливо це стосується впровадження інноваційних розробок.

Аналіз останніх досліджень. Науково-дослідний інститут техніки і технологій був створений за наказом ректора № 281 від 29.06.2001 р. з метою проведення фундаментальних, пошукових та прикладних досліджень з актуальних проблем створення техніки і технологій для агропромислового комплексу та впровадження їх результатів у виробництво у тісному зв'язку з навчальним процесом; підготовки наукових кадрів через аспірантуру і докторантуру, підвищення кваліфікації наукових і науково-педагогічних працівників, атестації наукових співробітників; випуску наукових та науково-виробничих видань та ін. У різні роки НДІ техніки і технологій очолювали професори В.О. Дубровін (2001-2005 рр.), В.В. Козирський (2005-2009 рр.), В.С. Ловейкін (2009-2011 рр.). З 2011 р. директором інституту є доктор технічних наук, професор Г.А. Голуб [1].

© Г.А. Голуб, 2013

Аналіз діяльності науково-дослідного інституту техніки і технологій за останні десять років виконано на основі статистичних даних наукового видання "Підсумки наукової та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України" за 2002-2012 рр. [2-12].

Мета досліджень – здійснити аналіз показників діяльності Науково-дослідного інституту техніки і технологій за останнє десятиріччя.

Результати досліджень. Визначальними у роботі інституту є його тематика та фінансування. За вказаний період кількість виконуваних тем має тенденцію до зменшення (рис. 1), в той же час середньорічний обсяг фінансування, що припадає на одну тему збільшується (рис. 2).

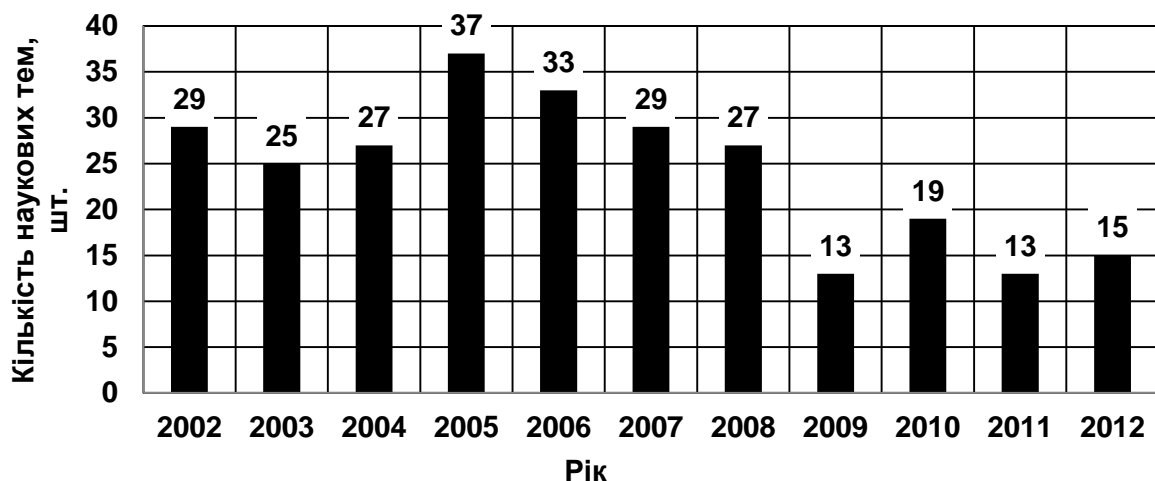


Рис. 1. Щорічна кількість тем, що виконувалися в інституті.

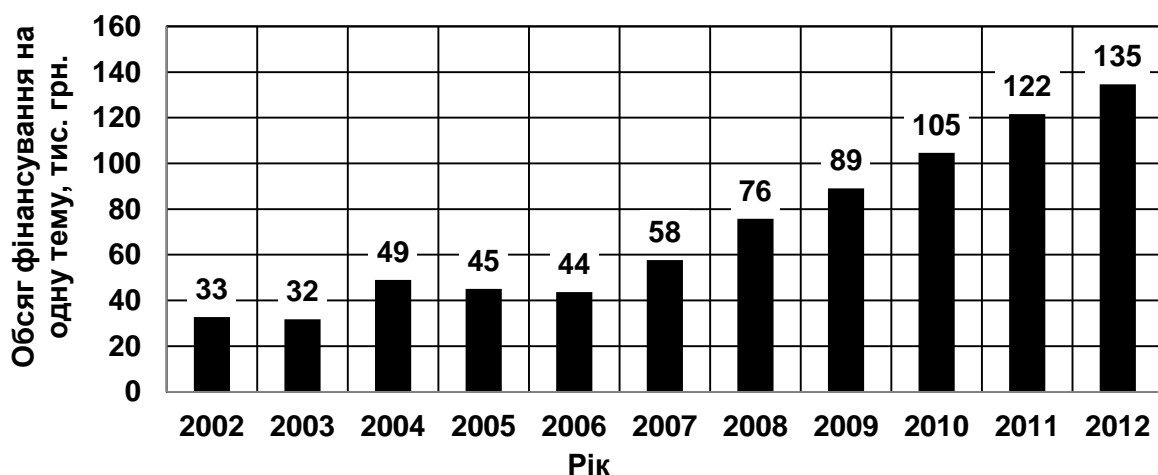


Рис. 2. Середньорічний обсяг фінансування, що припадає на одну тему.

У даний час середньорічний обсяг фінансування, що припадає на одну тему становить 135 тис. грн. Досягти суттєвого інноваційного результату при таких обсягах фінансування складно. Адже наукова діяльність із інноваційним спрямуванням потребує виконання конструкторських розробок, участі у виставках, введення в дію наукоємних об'єктів у дослідних господарствах і т.д. Вирішення цього питання можливе через уведення в інституті комплексних тем з доведенням середньорічного обсягу фінансування, що припадає на одну тему до величини від 400 до 500 тис. грн.

Обсяг фінансування науково-дослідних робіт по роках та наростаючим підсумком наведено на рис. 3 та рис. 4.



Рис. 3. Обсяг фінансування по роках.



Рис. 4. Обсяг фінансування наростаючим підсумком.

Середньорічний обсяг фінансування науково-дослідних робіт за рахунок коштів Державного бюджету в НДІ техніки і технологій становить 1,5 млн. грн., але в останні роки обсяг фінансування стабілізувався на рівні 2 млн. грн. Середній обсяг фінансування госпрозрахункових тем знаходиться у межах від 250 до 300 тис. грн. За останнє десятиріччя інститут отримав загальний обсяг державного фінансування наростаючим підсумком у розмірі 16,6 млн. грн. Для позабюджетного фінансування ця цифра становить 3 млн. грн. Таким чином, питома вага позабюджетного фінансування становить 15% від загального фінансування інституту, або близько 20% від обсягу державного фінансування.

Наукові дослідження НДІ техніки і технологій упродовж останнього десятиріччя були спрямовані на розробку ресурсозберігаючих та енергоощадних технологій виробництва, зберігання та переробки сільськогосподарської продукції, підвищення надійності та ефективності використання сільськогосподарської техніки, її модернізацію та вдосконалення.

Під керівництвом професорів Д.Г. Войтюка та Л.В. Аніскевича на кафедрі сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка були проведені дослідження щодо оптимізації механізованих технологій та удосконалення сільськогосподарських машин для системи точного землеробства (СТЗ). Розроблені технічні засоби для моніторингу місцевизначених параметрів ґрунту, фітосанітарного стану полів та урожайності сільськогосподарських культур. За замовленням Міністерства аграрної політики та продовольства України визначені та обґрунтовані конструктивні параметри, розраховані технологічні режими, енергетичні і тягово-зчіпні властивості надлегкого мобільного енергетичного засобу, досліджено динаміку його руху, обґрунтовані конструктивні параметри технологічних модулів до нього із застосуванням статистичної динаміки. Співробітниками кафедри було розроблено обприскувач польових культур із регульованою дисперсністю крапель та пневматичною системою осадження крапель робочої рідини, а також обприскувач польових культур із автоматичним регулюванням норми внесення, які пройшли в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого державні приймальні випробування. Обприскувачі дозволяють здійснювати вибір розпилувальних насадок для забезпечення заданої якості виконання технологічного процесу за різних технологічних умов. Науковці інституту приділяють значну увагу дослідженню історії розвитку сільськогосподарської техніки, сільськогосподарського машинобудування, філософії техніки, як науки та наукової спадщини українських діячів науки і техніки. Так, під керівництвом професора

Д.Г. Войтюка було проаналізовано історію розвитку конструкції плуга, досліджено діяльність видатних вчених у галузях землеробської механіки, механізації сільськогосподарського виробництва, сільськогосподарського машинобудування.

Науковцями кафедри сільськогосподарського машинобудування під керівництвом професора В.О. Дубровіна розроблено комбінований культиватор для обробки ґрунту під посіви енергетичних культур. За замовленням ВАТ "Кам'янець-Подільськсільмаш" розроблено комбінований плуг загального призначення для заорювання сидеральних культур. Організовано міжінститутську навчально-науково-виробничу лабораторію ресурсозберігаючих технологій та обладнання в альтернативній енергетиці для виробництва біогазу, екологічно безпечних добрив, різних видів рослинної гідропонної продукції. Розроблено експериментальну біогазову установку для виробництва біогазу й рідких органічних добрив. Обґрунтовано технологію та параметри дослідної установки з переробки насіння олійних культур на технічну оливу для одержання рідкого біопалива. Результати досліджень реалізовані у ВП НУБіП України "Агрономічна дослідна станція" при створенні сучасного заводу з виробництва дизельного біопалива.

На кафедрі механізації тваринництва за керівництва професора І.І. Ревенко обґрунтовані і розроблені основні принципи ресурсозбереження у кормоприготуванні та виробництві продукції тваринництва: за участі доцента О.М. Пилипенко створено нову методику досліджень процесу подрібнення зерна з визначенням технологічних, енергетичних та якісних показників роботи дробарок та обґрунтовано їх раціональні параметри, розроблено конструкцію молоткової зернодробарки продуктивністю 2 т/год.; за участю доцентів О.О. Заболотька та С.П. Ліщинського розроблено нову конструктивно-функціональну схему та виготовлено дослідні зразки доїльних апаратів попарно-комбінованої дії, які дозволяють скоротити тривалість машинного додоювання в 1,9-2,1 рази, проведено їх виробниче випробування, удосконалено конструктивно-монтажну схему та конструктивні рішення основних елементів доїльних установок, які впроваджені у 3 господарствах Київської і Миколаївської областей; за участю доцента В.С. Хмельовського проведені дослідження і розроблені удосконалені рішення засобів приготування і роздачі кормових сумішок на фермах великої рогатої худоби, напування тварин; обґрунтовані і розроблені нові технічні рішення вальцьових та молоткових зернодробарок, подрібнювачів стеблових кормів, способу приготування та агрегатів комбінованих кормів, стригальної машинки ротаційного типу. Науковцями кафедри були також

розроблені СОУ 29.3-37-440:2006 "Комплекс машин і обладнання для індустріальних молочних ферм. Загальні технічні вимоги" та СОУ 29.3-37-441:2006 "Конвеєрні штангово-ланцюгові системи видалення гною з приміщень для утримання тварин. Загальні технічні вимоги".

На кафедрі охорони праці та інженерії середовища під керівництвом доцента Ф.І. Гончарова розроблено камеру для ультразвукового (частота 25-30 кГц) опромінення водних розчинів дрібнодисперсних фракцій хімічних речовин для інтенсифікації їх розчинення при приготуванні кормів. Під керівництвом доцента О.В. Войналовича, за замовленням Фонду соціального страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань України, розроблено дослідний зразок портативного дефектоскопа для виявлення тріщин у відповідальних деталях та вузлах тракторів та мобільних сільськогосподарських машин. На основі даних дефектоскопічного контролю розроблено методику оцінювання ймовірності настання аварійного стану тракторів через наявність у деталях вузлів тріщин різних розмірів. На три дослідні зразки дефектоскопу отримано державні метрологічні сертифікати. За замовленням Українського науково-виробничого інженерного центру з охорони праці у сільському господарстві, під керівництвом доцента О.В. Войналовича, проведено аналіз виробничого травматизму в галузі та сформовано базу даних щодо виробничого травматизму на підприємствах всіх форм власності агропромислового комплексу, а під керівництвом доцента С.Д. Лехмана, розроблено Положення про систему управління охороною праці в аграрному секторі економіки та Положення про систему самоконтролю безпеки і охорони праці для фермерів і одноосібних підприємців, що не використовують найману працю, впровадження яких створює умови для зниження аварійності, виробничого травматизму та професійних ризиків, сприяє поліпшенню умов праці у галузі. Кафедра завжди приділяла значну увагу поліпшенню стану охорони праці в університеті. У цьому напрямі, під керівництвом професора В.Г. Цапка, було обґрунтовано наукові засади функціонування системи управління охороною праці (СУОП) в університеті, розроблено Положення про СУОП в університеті та рекомендації щодо його впровадження. Під керівництвом професора В.Г. Цапка науковцями кафедри також розроблено класифікатор ризику травматизму основних професій на механізованих процесах у рослинницькій та тваринницькій галузях сільськогосподарського виробництва, де розглянуто основні небезпеки та методологію розрахунку професійних ризиків на механізованих процесах у сільському господарстві. Цей документ було впроваджено у системі Міністерства аграрної політики та

продовольства України. За замовленням Міністерства аграрної політики та продовольства України, під керівництвом професора В.О. Дубровіна розроблено пакет нормативної документації для забезпечення якості біопалив та безпеки їх виробництва із сировини агропромислового походження відповідно до вимог ЄС (19 ДСТУ, 2 СОУ, 6 ТУ), а за замовленням Державного агентства з енергоефективності та енергозбереження України розроблено ДСТУ "Газоподібне паливо. Біогаз. Методи відбору зразків для випробувань" та "Дизельне паливо сумішеве. Технічні вимоги та методи контролювання".

Науковцями кафедри механіки і теорії механізмів та машин, під керівництвом професора В.М. Булгаков розроблено теорію робочих процесів бурякозбиральних машин. Розроблені конструкції викопуючих робочих органів гичкозбиральних і коренезбиральних машин передані в СКБ ВАТ "Борекс". За замовленням Міністерства аграрної політики та продовольства України розроблено універсальний вібраційний викопуючий робочий орган для цукрових буряків та інших коренеплодів. Під керівництвом професора М.Г. Чаусова були розроблені наукові основи оцінки залишкового ресурсу сільськогосподарської техніки.

Науковцями кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Мамотенка під керівництвом професора І.І. Мельника проведена значна робота, як в рамках виконання державного замовлення так і за замовленням Міністерства аграрної політики та продовольства України, по розробці методики комплексної (багатокритеріальної) оцінки машинних агрегатів; визначення техніко-експлуатаційних показників машинних агрегатів для вирощування і збирання зернових культур; обґрунтовані раціональні технологічні процеси та комплекси машин для вирощування і збирання зернових культур у господарствах різних форм власності; розроблені науково-методичні засади формування амортизаційної політики на реновацію сільськогосподарської техніки; програму обчислення норм виробітку, витрати палива та собівартості виконання механізованих робіт у рослинництві; обґрунтовано створення єдиного інформаційного маркетингового центру моніторингу технологій сільськогосподарського виробництва, ринку техніки та запасних частин; розроблено нормативно-методичні основи з оптимізації парку сільськогосподарської техніки та визначення її потреби в рослинництві для господарств різних організаційних форм зони Лісостепу України; встановлені техніко-експлуатаційні показники при роботі різних типів машинних агрегатів в залежності від умов їх використання; обґрунтовані раціональні технологічні комплекси машин для виконання технологічних

операцій вирощування та збирання сільськогосподарських культур з урахуванням структури сівозмін; розраховано раціональний склад машинно-тракторних парків типових господарств, а також господарств з різним обсягом виробництва основних сільськогосподарських культур з урахуванням використання вітчизняної та іноземної техніки. На основі отриманих раціональних структур машинно-тракторних парків розраховані нормативи технологічної потреби в техніці, створено банк даних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення провідних вітчизняних та зарубіжних фірм. За замовленням Міністерства аграрної політики та продовольства України науковцями кафедри під керівництвом доцента В.Д. Войтюка визначені експлуатаційні характеристики парку енергонасиченої сільськогосподарської техніки, розроблена концепція та обґрунтована структура організації технічного сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки в Україні за ринкових умов, розроблені нормативні документи "Порядок розгляду та задоволення претензій щодо якості сільськогосподарських машин" та "Проведення робіт по оцінці залишкової працездатності сільськогосподарської техніки"; методику розрахунку потреби господарств у сільськогосподарській техніці та відповідно у інженерно-технічних спеціалістах. Було також розроблено діагностичний комплекс і пересувну лабораторію для діагностування і контролю технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. Результати досліджень впроваджені при діагностуванні трансмісій і двигунів тракторів і зернозбиральних комбайнів у науково-дослідних господарствах університету.

На кафедрі технології конструкційних матеріалів і матеріалознавства під керівництвом доцента К.Г. Лопатько та професора Є.Г. Афтанділянца розроблено технологію отримання нано- і ультрадисперсних матеріалів (колоїдних розчинів). Розроблено та виготовлено дослідний зразок установки для отримання наночастинок металів методом об'ємного електроіскрового диспергування, проведено дослідження структури та властивостей наноматеріалів, виконана оцінка ефективності застосування отриманих препаратів для стимулювання росту рослин та використання наноматеріалів у ветеринарії. Під керівництвом доцента О.О. Котречко розроблено технологію відновлення гільз циліндрів.

Науковцями кафедри конструювання машин під керівництвом професора В.С. Ловейкіна розроблені енергоощадні засоби та методи оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві за кінематичними, динамічними та комплексними критеріями. На основі проведених досліджень

запропоновано структуру мехатронної системи крана, яка дозволяє реалізувати оптимальні режими руху у виробництві. Результати досліджень впроваджені у ТОВ "Прайм-дівелопмент", а також на Новокраматорському машинобудівному та Ніжинському ремонтному заводах. За ініціативною тематикою, під керівництвом доцента В.Ф. Ярошенко було розроблено нову конструкцію зірочки, шарнірів та автоматичного натяжного пристрою ланцюгової передачі, а також запропоновано нову методику розрахунку ланцюгових передач.

На кафедрі транспортних технологій і засобів у АПК під керівництвом професора С.Г. Фришева розроблено технологію транспортування зерна від комбайнів у фермерських та колективних господарствах на основі технологічного ланцюга "зернові комбайни-причепи-перевантажувачі-автомобільні транспортні засоби". За ініціативною тематикою, під керівництвом професора С.Г. Фришева узагальнено вітчизняний і світовий досвід із застосування сучасних технологій боротьби з весняними заморозками у рослинництві.

За замовленням Міністерства аграрної політики та продовольства України науковці кафедри процесів і обладнання переробки продукції АПК під керівництвом професора О.В. Дацишина розробили луцильну машину з віброактивними робочими органами та виконали її параметричну оптимізацію. Ними було також розроблено СОУ 73.1-37-413 "Енергоощадність. Методика визначення енергомісткості сільськогосподарською продукції під час її зберігання та перероблення" та обґрунтовано ресурсозберігаючий процес переробки круп'яних культур в умовах сільськогосподарського виробництва.

Загальна кількість опублікованих співробітниками інституту монографій, наукових статей та отриманих патентів на винаходи наростаючим підсумком наведена на рис. 5, 6 та 7.

Щорічно співробітники інституту видають середньому від 6 до 8 наукових монографій, публікують приблизно 400 наукових статей та отримують близько 100 патентів на винаходи та корисні моделі. Наукові дослідження викладені в монографіях присвячуються вирішенню науково-інноваційних проблем розвитку систем природокористування.

Пріоритетність наукових досліджень вчених інституту підтверджена отриманням патентів на винаходи та корисні моделі. Але, незважаючи на значну кількість отриманих патентів на винаходи та корисні моделі, кількість проданих ліцензій на їх використання залишається на критично низькому рівні, що потребує серйозного удосконалення винахідницької роботи, посилення її взаємозв'язку з випуском машин і обладнання на підприємствах.

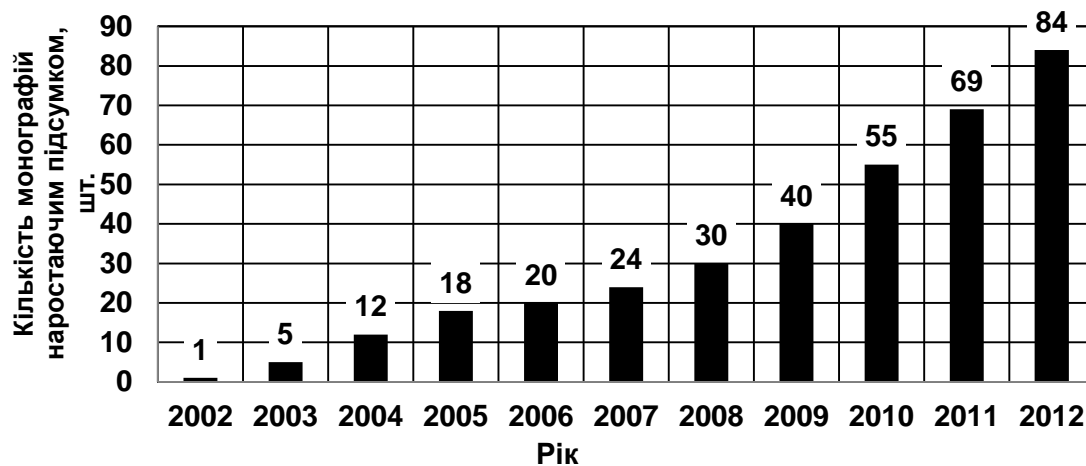


Рис. 5. Кількість опублікованих монографій нарастаючим підсумком.

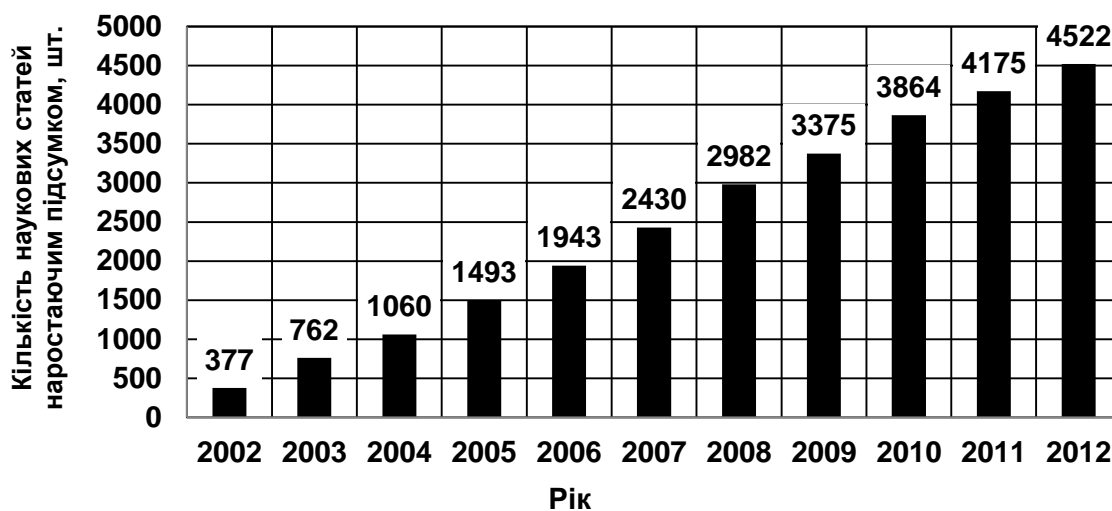


Рис. 6. Кількість опублікованих наукових статей нарастаючим підсумком.

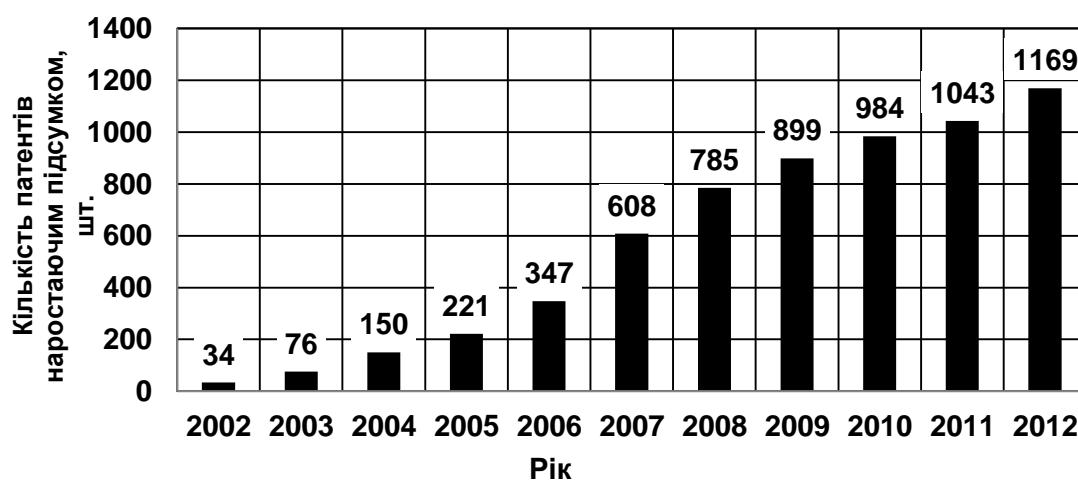


Рис. 7. Кількість отриманих патентів на винаходи та корисні моделі нарастаючим підсумком.

Наукові розробки вчених НДІ техніки і технологій є вагомим внеском у розвиток аграрної науки і практики. Загальна кількість впроваджених інститутом наукових розробок у виробництво наростаючим підсумком приведена на рис. 8.

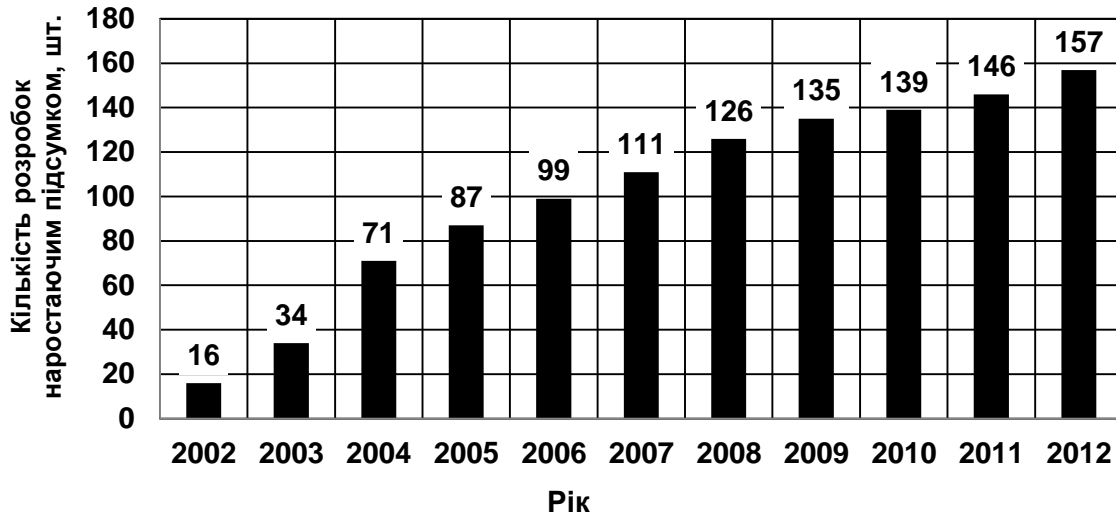


Рис. 8. Кількість впроваджених інститутом наукових розробок нарастаючим підсумком.

Щорічно співробітники інституту впроваджують у виробництво від 10 до 20 наукових розробок. Все більше наукових розробок інституту завершуються приймальними випробуваннями машин та обладнання.

У НДІ техніки і технологій створені та плідно працюють 8 наукових шкіл. Це наукова школа "Машиновикористання" – заснована доктором технічних наук, професором Кіртбая Ю.К., нинішній керівник – доктор технічних наук Войтюк В.Д.; "Відновлення машин" – заснована доктором технічних наук, професором, членом-кореспондентом ВАСГНІЛ Крамаровим В.С., нинішній керівник – доктор технічних наук, професор Бойко А.І.; "Тертя та зношування в машинах" – заснована доктором технічних наук, професором Костецьким Б.І., нинішній керівник – доктор технічних наук, професор Кіндрачук М.В.; "Землеробська механіка" – заснована доктором технічних наук, професором, членом-кореспондентом АН УРСР, академіком ВАСГНІЛ, академіком УААН, академіком РАСГН Василенком П.М., нинішній керівник – кандидат технічних наук, професор, член-кореспондент НААН України Войтюк Д.Г.; "Металознавство та термічна обробка металів" – заснована доктором технічних наук, професором Брауном М.П., нинішній керівник – доктор технічних наук, професор Опальчук А.С.; "Біотехнічні системи у тваринництві" – заснована доктором технічних

наук, професором Омельченком О.О., нинішній керівник – доктор технічних наук, професор Ревенко І.І.; "Сільськогосподарське машинобудування" – заснована доктором технічних наук, професором, академіком ВАСГНІЛ, академіком УААН, академіком РАСГН Погорілим Л.В., нинішній керівник – доктор технічних наук, професор Дубровін В.О.; "Прикладна геометрія та інженерна графіка" – заснована доктором технічних наук, професором Обуховою В.С., нинішній керівник – доктор технічних наук, професор Пилипака С.Ф.

Щорічно, на базі НДІ техніки і технологій закінчують аспірантуру від 10 до 12 чол. Середнє значення кількості аспірантів, що успішно закінчили аспірантуру становить 25,9 %.

Кількість захищених у спецраді дисертацій по роках та наростаючим підсумком наведена на рис. 9 та 10.



Рис. 9. Кількість захищених у спецраді дисертацій по роках

Середньорічна кількість захищених дисертацій становить: кандидатських – близько 4, докторських – близько 1. Така ж щорічна кількість підготовлених в інституті дисертацій захищається в спеціалізованих радах інших університетів та науково-дослідних інститутів.

Досягнення колективу вчених НДІ техніки і технологій визнані та гідно оцінені Державою. Так, співробітники інституту Дубровін В.О. та Мироненко В.Г., у складі авторського колективу нагороджені Державною премією України в галузі науки і техніки за наукову роботу "Система використання біоресурсів у новітніх біотехнологіях отримання альтернативних палив". Премією НААН України "За видатні досягнення в аграрній науці" нагороджено Дубровіна В.О.у

складі авторського колективу. Грамотою Міністерства аграрної політики України відзначено Мельничука М.Д., Дубровіна В.О., Поліщука В.М., Драгнева С.В., Грищенка О.М., Мироненка В.Г., Міщенко В.І., Брагіду М.В. – за розробку лінії з виробництва біодизельного палива. Досягнення молодих вчених також не залишаються поза увагою. Премією Президента України у галузі науки і техніки для молодих вчених відзначений кандидат технічних наук Броварець О.О.

Винахід "Установка для очищення забрудненої води електроерозійною коагуляцією"(співавтором від інституту є професор Чаусов М.Г.) став переможцем всеукраїнського конкурсу "Винахід-2011" у номінації "ресурсозбереження, енергоефективність, екологічна чистота".

НДІ техніки і технологій приймає активну участь у виставках. Зокрема у 2011 році на виставці "Агро-2011" група науковців НДІ техніки і технологій спільно з науковцями НУБіП України, отримала золоту медаль за вагомий внесок у розвиток аграрного сектора України та розробку і впровадження системи ефективного виробництва та використання біопалив в АПК. У 2012 році на виставці "Агро-2012" група науковців НДІ техніки і технологій спільно з науковцями НДІ технологій та якості продукції тваринництва і рибництва, отримала золоту медаль за вагомий внесок у розвиток аграрного сектора України та розробку і впровадження сучасних технологій і обладнання в галузі тваринництва.



Рис. 10. Кількість захищених у спецраді дисертацій наростаючим підсумком.

Щорічно в інституті проводяться наукові конференції:

Міжнародна наукова конференція "Екобіотехнології та біопалива в АПК –ENERGIA 2021"; Всеукраїнська конференція науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів "Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування"; Всеукраїнська наукова студентська конференція "Наукові здобутки студентів у дослідженнях технічних та біоенергетичних систем природокористування".

Для реалізації участі студентства у науковій роботі, в інституті функціонує близько 30 наукових гуртків, учасники яких завоюють призові місця на Всеукраїнських конкурсах студентських наукових робіт.

Висновок. Десятиріччя свого існування НДІ техніки і технології ознаменував суттєвими досягненнями у проведенні наукових досліджень та впровадженні інноваційних розробок. У подальшому нами будуть зосереджені зусилля на формуванні наукових основ переходу від інтенсивного землеробства заснованого на використанні пестицидів до органічного землеробства із виробництвом екологічно безпечної продукції на основі використання точних машин, розробці технічного забезпечення методів збереження родючості ґрунтів, дослідженні агрофізичних та мікробіологічних властивостей ґрунтів, як наукової основи для формування впливу робочих органів на ґрунт, зменшенні негативного впливу польових машин на родючий шар ґрунту, обґрунтуванні доцільності модернізації існуючих тваринницьких ферм, їх оснащенні сучасними біогазовими установками та майданчиками для механізованого компостування гною та посліду, розвитку переробної галузі в умовах сільськогосподарського виробництва із додержання стандартів якості продукції, розробці сучасних методів технічного обслуговування, діагностування та ремонту машин і обладнання. Найближчим часом науковцям інституту, а це 25 докторів та 70 кандидатів наук, необхідно зосередити зусилля на наукових розробках із інноваційним спрямуванням та з виконанням дослідно-конструкторських розробок у конструкторському бюро; підсилити участь у виставках; збільшити кількість введених в дію наукоємних об'єктів у дослідних господарствах; збільшити питому вагу позабюджетного фінансування, у тому числі за рахунок грантів; збільшити продаж ліцензій на використання патентів шляхом посилення зв'язків з підприємствами по випуску машин і обладнання; збільшити кількість наукових розробок, що завершуються приймальними випробуваннями машин та обладнання, а також розробити алгоритми підготовки наукових кадрів в аспірантурі з метою збільшення кількості аспірантів, які успішно закінчують аспірантуру.

Список літератури

1. *Національний університет біоресурсів і природокористування України* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.nubip.edu.ua>.
2. *Підсумки науково-дослідної роботи за 2002 рік / За ред. І.І. Ібатулліна.* – К., 2003. – 122 с.
3. *Підсумки науково-дослідної роботи Національного аграрного університету за 2003 рік / За ред. І.І. Ібатулліна.* – К., 2004. – 119 с.
4. *Підсумки науково-дослідної роботи Національного аграрного університету за 2004 рік / За ред. І.І. Ібатулліна.* – К., 2005. – 144 с.
5. *Підсумки науково-дослідної роботи Національного аграрного університету за 2005 рік / За ред. І.І. Ібатулліна.* – К., 2006. – 147 с.
6. *Підсумки науково-дослідної роботи Національного аграрного університету за 2006 рік / За ред. І.І. Ібатулліна.* – К., 2007. – 168 с.
7. *Підсумки науково-дослідної та інноваційної діяльності Національного аграрного університету за 2007 рік / За ред. І.І. Ібатулліна, М.Д. Мельничука.* – К., 2008. – 141 с.
8. *Підсумки науково-дослідної та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України за 2008 рік / За ред. І.І. Ібатулліна, М.Д. Мельничука.* – К., 2009. – 191 с.
9. *Підсумки науково-дослідної та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України за 2009 рік / За ред. М.Д. Мельничука.* – К., 2010. – 162 с.
10. *Підсумки наукової та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України за 2010 рік / За ред. М.Д. Мельничука, А.І. Мазуркевича.* – К., 2011. – 178 с.
11. *Підсумки наукової та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України за 2011 рік / За ред. В.О. Дубровіна, М.Д. Мельничука, А.І. Мазуркевича.* – К., 2012. – 196 с.
12. *Підсумки наукової та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України за 2012 рік / За ред. Д.О. Мельничука.* – К., 2013. – 219 с.

Приведены основные показатели научно-технической и инновационной деятельности Научно-исследовательского института техники и технологий за последние десять лет.

Наука, исследования, разработки, инновации, институт.

A basic science, technology and innovation activities indicator Scientific Research Institute of Techniques and Technologies along ten years is adduced.

Science, research, development, innovation, institute.

ОСНОВНІ НАПРЯМИ НАУКОВОЇ ДІЯЛЬНОСТІ КАФЕДРИ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ІНЖЕНЕРІЇ СЕРЕДОВИЩА

***В.О. Дубровін, доктор технічних наук
О.В. Войналович, С.В. Драгнєв, кандидати технічних наук***

Проаналізовано ефективність наукової діяльності кафедри охорони праці та інженерії середовища Національного університету біоресурсів і природокористування України за останні роки. Окреслено перспективні напрями наукових досліджень, зокрема щодо розроблення комплексних інженерних агробіосистем з виробництва та використання біопалив, обґрунтування заходів і засобів безпеки у сільськогосподарському виробництві.

Безпека праці, біопаливо, виробничі небезпеки і шкідливості, інженерія агробіосистем, професійні ризики, сільське господарство.

Постановка проблеми. За умов суттєвого зменшення запасів викопних видів палив, використання енергії біомаси для виробництва твердих, рідких та газоподібних палив набуває важливого значення. Нині задачі розроблення сучасних ефективних засобів виробництва біопалива в Україні належать до пріоритетних [1]. Разом з тим увага науковців має бути приділена заходам запобігання аварійним ситуаціям внаслідок пожеж і вибухів, нещасним випадкам, поліпшенню умов праці у технологічних процесах отримання і використання біопалив. Для цього можна використати наукові розробки щодо стосуються загальних питань покращення стану охорони праці в агропромисловому виробництві. Зокрема можуть бути застосовані ймовірнісні логіко-імітаційні моделі настання аварійних ситуацій під час функціонування складних технічних систем [2]. У такому контексті елементи конструкції засобів виробництва біопалива мають відігравати роль технічних засобів безпеки, що знижують ймовірність помилкових дій оператора, а працезохоронні заходи потрібно розглядати як застережну систему в управлінні виробничим процесом, де визначальну роль відведено контролю з питань охорони праці та профілактиці виробничого травматизму та професійної захворюваності [3]. Наукові дослідження у зазначених напрямках було виконано працівниками кафедри охорони праці та інженерії середовища Національного

університету біоресурсів і природокористування України за останні роки. Визначальним у цих дослідженнях є розроблення ризик-орієнтованого підходу щодо впровадження нових сучасних технологій у галузі сільськогосподарського виробництва.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз наукових публікацій з питань дослідження виробничих ризиків [4-7] дає підстави стверджувати, що до проблеми професійного ризику механізаторів сільськогосподарського виробництва нині звернуто увагу як за кордоном, так і у нашій державі. Проблема оцінення виробничих ризиків є складною, і досі не знайдено універсального способу її вирішення. Актуальним є поглиблення розробок з проблем оцінення і управління ризиками з метою впровадження на практиці механізмів зниження рівнів виробничого травматизму і професійних захворювань [8]. Тому методологія оцінення і управління ризиками на виробництві має стати центральною ланкою системи управління охороною праці.

Агарний сектор здебільшого використовує енергію, вироблену з невідновлюваних ресурсів. Разом з цим використання близько 30% біомаси на енергетичні потреби дозволить сільськогосподарським товаровиробникам досягнути енергонезалежності. Комплексні рішення інженерних агробіосистем з виробництва та використання біопалив дозволять частково або повністю замінити традиційні енергоносії. Використання комплексних технологічних та природоохоронних заходів «чистого виробництва» на підприємствах АПК дасть змогу підвищити їх конкурентоспроможність за рахунок зменшення кількості відходів і емісії шкідливих газів, економії виробничих витрат тощо [9-12]. Ефективність перероблення біомаси в енергетичну продукцію досягається лише за раціональних параметрів технологічних процесів і машин для АПК, що здійснюють конверсію біосировини.

Мета досліджень. Проаналізувати ефективність наукової діяльності кафедри охорони праці та інженерії середовища Національного університету біоресурсів і природокористування України за останні роки.

Результати досліджень. Протягом останніх років на кафедрі охорони праці та інженерії середовища виконано ряд науково-дослідних і конструкторських робіт, результати яких було впроваджено (запропоновано до впровадження) в АПК України. Фінансування цих робіт здійснювалося Міністерством аграрної політики та продовольства України та виконавчою дирекцією Фонду соціального страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань України. Далі представлено короткий опис результатів виконання цих наукових тем.

Вивчення професійних (виробничих) ризиків – одного з різновидів техногенних ризиків, нині стало особливо актуальним. Насамперед, це пов'язано із становленням страхових механізмів загальнообов'язкового державного соціального страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань, формуванням у близькій перспективі професійних пенсійних систем, розробленням галузевих та регіональних програм поліпшення стану безпеки і гігієни праці.

Науковцями кафедри протягом 2010-2012 рр. розроблено класифікатор ризику травматизму основних професій на механізованих процесах у рослинницькій та тваринницькій галузях сільськогосподарського виробництва. У розробленому документі, рекомендованому до впровадження рішенням секції землеробства та механізації Науково-експертної ради Міністерства аграрної політики та продовольства України (протокол від 18 грудня 2012 року № 6), представлено працезохоронну характеристику виробничої діяльності тракториста-машиніста сільськогосподарського виробництва. Вказано основні небезпеки та методологію розрахунку професійних ризиків на механізованих процесах у сільському господарстві.

Вплив окремих небезпечних і шкідливих виробничих чинників на рівні професійних ризиків отримано на основі поєднання методу експертних оцінок з методом розрахунку ризиків за методом «дерева відмов». Розраховано зміни виробничих ризиків щодо настання найбільш небезпечних аварійних ситуацій під час виконання основних механізованих процесів у рослинництві та тваринництві (внаслідок перекидання сільськогосподарських агрегатів, наїждження, зіткнення та ін.) за наявності тих чи інших небезпек (відсутність захисних кожухів чи інших технічних засобів безпеки, нехтування працівниками нормативів безпеки праці, тріщини у відповідальних деталях вузлів агрегатів тощо). Розрахунки виконано за критеріями відносної та абсолютної значущості (важливості) базових подій.

В останні роки на кафедрі розроблено методологію забезпечення безаварійності та травмобезпечності мобільної сільськогосподарської техніки на основі оцінення ризику експлуатації за наявності дефектних деталей. В основу методології було покладено тезу, що для оцінення ризику експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки корисними є дані щодо наявності у деталях і елементах конструкції не лише великих тріщин, але й таких, що на даному етапі не становлять безпосередньої загрози щодо раптового зруйнування деталей окремого вузла, але можуть поширитися у деталі (елементі конструкції) до критичних величин.

Значення дефектоскопічного контролю суттєво зростає з тривалістю перебування тракторів, комбайнів та самохідних сільськогосподарських машин (ССМ) в експлуатації, зокрема після 10-12 років. Кількісні дані щодо збільшення ризику настання аварійних ситуацій за участі сільськогосподарських агрегатів, що загрожують життю і здоров'ю працівників, повинні стати застереженням для керівників та посадових осіб середньої керівної ланки сільськогосподарських підприємств, що дозволяють експлуатацію технічно несправної мобільної техніки. До настанов з технічного обслуговування та проведення ремонтів мобільної сільськогосподарської техніки необхідно внести вимоги щодо інструментального (за допомогою портативних дефектоскопів) виявлення тріщин небезпечних розмірів у деталях вузлів, а візуальний контроль розглядати як недостатній.

Для контролю цілісності деталей вузлів і елементів конструкцій тракторів та іншої мобільної сільськогосподарської техніки запропоновано використовувати комп'ютерну систему діагностування поверхневих і підповерхневих дефектів, розроблену працівниками кафедри та Інституту проблем міцності НАН України [13]. Впровадження такої комп'ютерної системи діагностування передбачено п. 4 *Загальнодержавної соціальної програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища на 2014-2018 роки*, затвердженої Законом України від 4 квітня 2013 року № 178-VII.

Робота системи базується на використанні віртуального вихорострумowego дефектоскопа, що належить до пристроїв дефектоскопічного контролю II-го покоління (рис. 1). Його високочастотний LC генератор, де елементом L є датчик дефектоскопа, через погоджувальний пристрій увімкнено до звукової карти персонального комп'ютера, що виконує функції АЦП і ЦАП'а віртуального дефектоскопа.

За допомогою середовища графічного програмування LabView створено програму, яка дає змогу обробляти вхідні сигнали, регулювати чутливість датчика та налаштовуватися на контрольований матеріал. Живлення погоджувального пристрою здійснюється від USB-порта персонального комп'ютера (ПК), що дозволяє у разі використання ноутбука виконувати вихорострумований контроль за лабораторних, заводських та польових умов.

Застосування замість стандартного дефектоскопічного пристрою звукової карти ПК з відповідним програмним забезпеченням, тобто віртуального вихорострумowego аналізатора дефектів:

- зменшує технологічні і матеріальні витрати на виготовлення дефектоскопа;
- дозволяє суттєво підвищити техніко-економічні та метрологічні характеристики неруйнівного контролю несучільності матеріалу елементів металоконструкцій;
- дає можливість сформувати цифрові образи параметрів тріщиноподібних дефектів заданої виокремленості, що важливо для подальшого документування отриманих даних з метою їх дефектоскопічного аналізу.



Рис. 1. Загальний вигляд комп'ютерної системи діагностування тріщиноподібних дефектів (віртуального дефектоскопа).

Згідно із запропонованим способом реєстрації тріщиноподібних дефектів у металоконструкціях за допомогою комп'ютерної системи діагностування датчик сканувальної системи переміщують по поверхні контрольованого об'єкта у зоні структурних змін (зоні розташування тріщини), створюючи його зондувальним електромагнітним полем у підповерхневих шарах вихорові струми, які, взаємодіючи з тріщиноподібним дефектом, змінюють амплітудно-фазові параметри вторинного поля. Після їх перетворення компаратором в аналоговий сигнал звукова карта персонального комп'ютера виокремлює, реєструє та обробляє такі сигнали як корисні, що інформують про місце розташування тріщиноподібних дефектів, формуючи цифрові коди сигналу датчика для подальшого аналізу та відображення на екрані ПК у логічно-зрозумілій формі.

З метою реалізації науково-технічного потенціалу напряму біоенергетики співробітниками кафедри проведено наукові дослідження та виконано ряд науково-технічних розробок,

результати яких створюють передумови широкого високо-ефективного використання енергоконверсії в агропромисловому виробництві та паливно-енергетичному комплексі України.

Розроблено проекти ліній виробництва дизельного біопалива від 300 до 10000 т/рік. За модульного комплектування таких ліній технологію з “холодним” способом пресування олії можна ефективно застосовувати на виробництві до 30000 т/рік дизельного біопалива. На більш потужних (промислових) установках олію продукують за технологічними регламентами оліє-екстракційних заводів. Спільно з вітчизняними машинобудівними заводами, зокрема ТОВ "ТАН" (м. Чернігів), запропоновано відповідне обладнання технологічних ліній (з очищенням біодизелю на рівні європейських норм).

Здано в експлуатацію завод з виробництва біодизелю навчально-наукового призначення у ВП НУБіП України «Агрономічна дослідна станція». До складу цього підприємства входять три технологічні лінії: виробництва олії ЛВРО-ЕКО-БІО; підготовки олії до етерифікації ЛПРО-ЕКО-БІО; виробництва дизельного біопалива ЛВДБ-ЕКО-БІО (рис. 2). Обладнання заводу успішно пройшло державні приймальні випробування в УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого та поставлено на виробництво на вітчизняних підприємствах. Якість дизельного біопалива на виході лінії ЛВДБ-ЕКО-БІО відповідає вимогам чинного СОУ 24.14-37-561:2007 та ДСТУ 6081, уведеного у дію з 1.03.2010 р.

Разом з вітчизняними машинобудівними заводами розроблено обладнання для виробництва та використання твердого біопалива (паливних гранул і брикетів). Нині у ВП НУБіП України «Агрономічна дослідна станція» реалізується проект цеху гранулювання біосировини продуктивністю 300 кг/год. (рис. 3). Будівлі університету обладнують котлами та теплогенераторами на біомасі.

Завершуються проектні роботи зі створення біогазової установки нового покоління для виробництва біогазу і органічних добрив внаслідок зброджування багатокомпонентного субстрату, яку розроблено спільно з австрійськими колегами Університету ВОКУ і компаній BauerTech та Heat Bioenergy. Установка перероблятиме щорічно близько 17-18 тис. т багатокомпонентного субстрату і зможе виробляти щодоби до 3500 м³ біогазу з вмістом метану на рівні 50-60% [14]. Когенераційну установку розраховано на продукування 330 кВт електричної та 380 кВт теплової енергії. Крім того, пілотна біогазова установка щорічно видаватиме на потреби навчально-дослідних господарств НУБіП України, розміщених у Київській області, близько 3,3 тис. т твердих і 14,5 тис. т рідких органічних добрив високої якості.

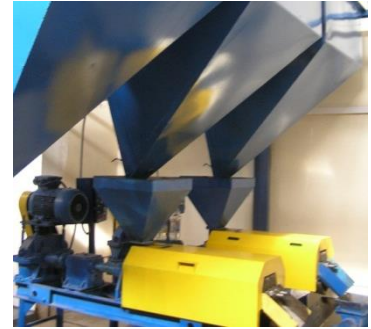
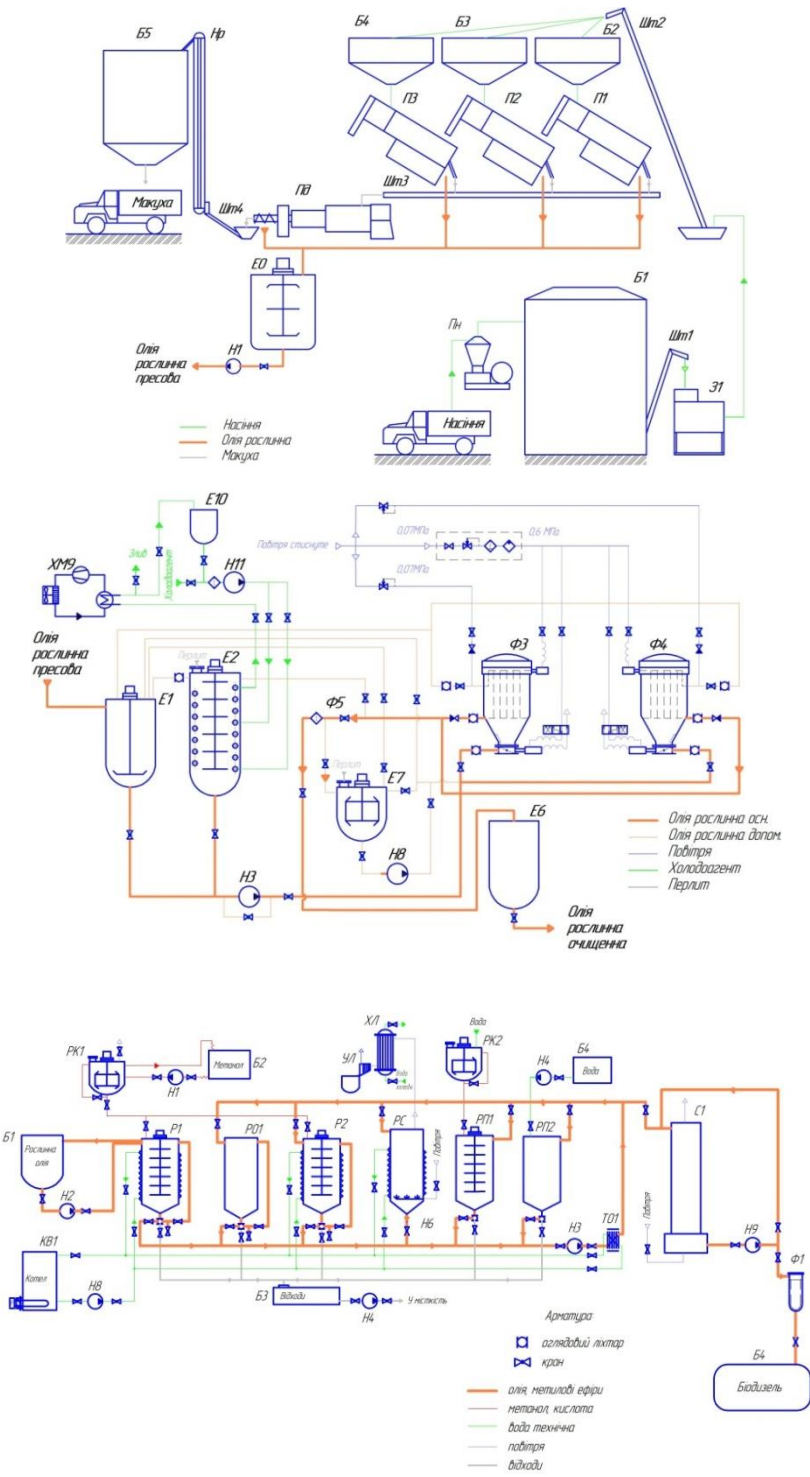


Рис. 2. Схеми та фото обладнання технологічних ліній заводу з виробництва дизельного біопалива у ВП НУБІП України «Агрономічна дослідна станція».

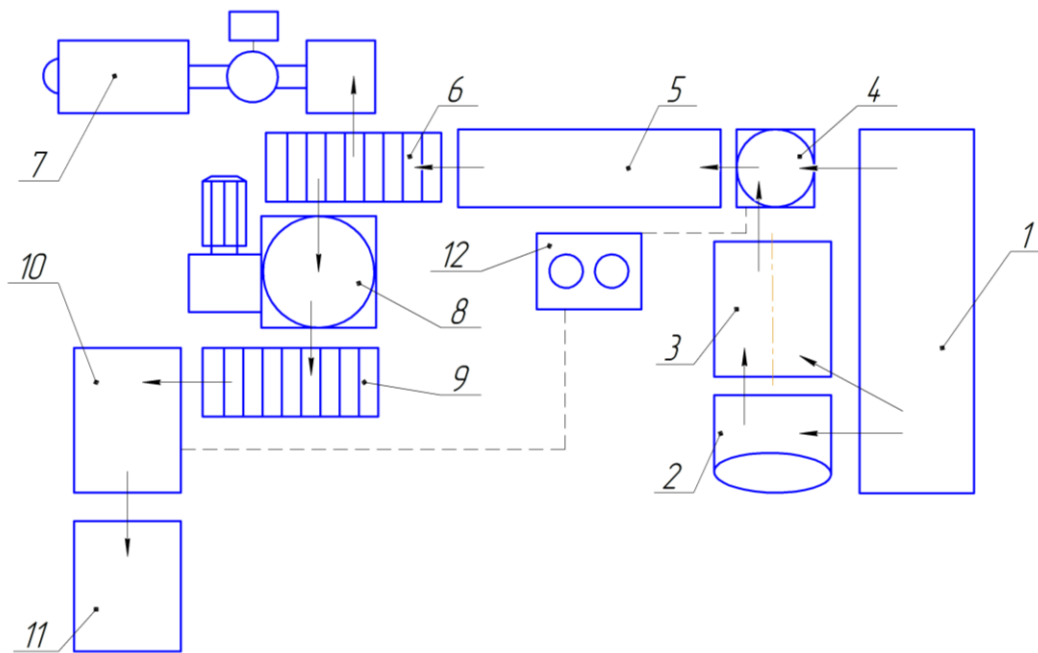


Рис. 3. Технологічна схема цеху гранулювання біосировини: 1 – платформа біосировини; 2 – подрібнювач тюків соломи; 3 – аеродинамічна сушарка біомаси; 4 – подрібнювач біомаси; 5 – бункер-накопичувач; 6 – транспортер сировини; 7 – міні-лінія гранулювання біомаси ЕКО-БІО 100; 8 – прес-гранулятор біомаси ПГ200; 9 – транспортер гранул; 10 – сепаратор; 11 – платформа готової продукції з вагами; 12 – система пиловловлювання.

На замовлення Міністерства аграрної політики та продовольства України розроблено пакет нормативної документації для забезпечення якості біопалив та безпеки їх виробництва з біомаси сільськогосподарського походження відповідно до вимог ЄС (19 ДСТУ, 2 СОУ, 6 ТУ). У 2012 р. згідно із замовленням Державного агентства з енергоефективності та енергозбереження України розроблено проекти ДСТУ «Паливо газоподібне. Біогаз. Методи відбирання проб» та ДСТУ «Паливо дизельне сумішеве. Технічні вимоги та методи контролювання», що поширюється на сумішеве дизельне паливо, яке одержують із дизельного палива та метилових ефірів жирних кислот, з об'ємною часткою ефірів від 30% до 50%, та використовують як паливо в адаптованих для нього дизельних двигунах.

Виробництво біогазу, біодизелю і твердих видів біопалив на основі рослинної сировини доцільно узгодити з відповідними технологічними та природоохоронними заходами у рамках реалізації стратегії СР (чистого виробництва), проголошеної UNIDO. За рахунок використання таких підходів досягається постійне підвищення ефективності виробництв та зменшення їх негативного

впливу на екологію довкілля. Таку концепцію використано для реалізації пілотного проекту UNIDO з «чистого виробництва» у сфері біоенергетики на базі ВП НУБіП України «Агрономічна дослідна станція».

На кафедрі розпочато наукові дослідження щодо встановлення причин пожеж і вибухів на виробництвах паливних гранул і розроблення запобіжних заходів та засобів. Встановлено, що вибухи та пожежі технологічного обладнання зумовлюють пил та гарячі частки спресованої деревини, що рухаються всередині магістралей виробництва паливних гранул.

Небезпечним є порушення режиму роботи топки з отриманням продуктів неповного згоряння (генераторного газу), які після заповнення системи можуть спалахнути за наявності іскор. Особливу небезпеку становлять гарячі частки з температурою понад 470 °С та енергією понад 40 МДж, що можуть бути джерелами загоряння. Інколи це можуть бути навіть частки без яскравої світлимості („темні” частки).

Для виявлення таких іскор у магістралях встановлюють детектори, що працюють в інфрачервоній зоні (рис. 4). У детекторах чутливі елементи побудовано на сульфіді свинцю. Їх перевагою щодо силіконових фотодетекторів, які реагують на світло від іскор, є нечутливість до денного світла. Тобто впровадження комплексних рішень запобігання пожежам на виробництвах паливних гранул повинно передбачати вчасне виявлення іскор, ефективне їх гасіння та систему контролю стану безпеки.

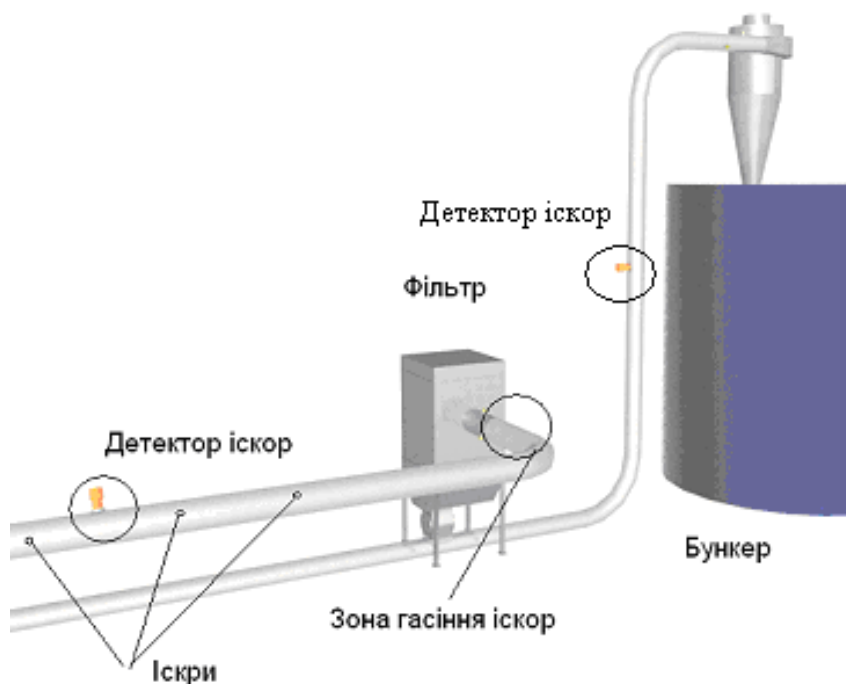


Рис. 4. Схема виявлення і гасіння іскор на виробництві гранул.

Висновки

Напрямки наукової діяльності кафедри охорони праці та інженерії середовища є актуальними, відображають спектр перспективних задач у виробництві та використанні біопалив та у галузі охорони праці. Результати наукових досліджень знаходять впровадження у сільськогосподарському виробництві як у вигляді рекомендацій, так і як конструкційні розробки на нагальні потреби аграрної галузі.

Перспективними є започатковані на кафедрі наукові дослідження у галузі виробництво твердого біопалива, що передбачають розроблення заходів запобігання пожежам і вибухам на виробництвах паливних гранул.

Список літератури

1. Шевченко О.О. Використання вторинних ресурсів для ефективного теплопостачання виробничих та побутових приміщень в сільській місцевості / О.О. Шевченко, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко та ін. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. Серія: техніка та енергетика. – К.: НУБіП України, 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 7-14.
2. Гнатюк О.А. Моделювання впливу небезпечних виробничих чинників на показники безпеки машинно-тракторних агрегатів в умовах агропромислового виробництва імовірнісними методами / О.А.Гнатюк, В.В.Безун // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наукових праць / ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16 (30), кн. 2. – С. 81-96.
3. Войналович О.В. Актуальні задачі державного нагляду і контролю з охорони праці у сільському господарстві / О.В. Войналович, І.М.Подобєд // Проблеми охорони праці в Україні: Збірник наукових праць. – К.: ННДІПБОП, 2011. – Вип. 21. – С. 137-143.
4. Гогіташвілі Г.Г. Оцінювання професійного ризику в галузях сільськогосподарського виробництва України / Г.Г. Гогіташвілі, В.Ф. Камінський, В.М. Лапін та ін. // Вісник аграрної науки, 2010. – № 8. – С. 53-55.
5. Войналович О.В. Методи оцінення виробничого ризику на механізованих роботах у сільському господарстві / О.В. Войналович, М.М. Мотрич, В.Є. Кірдань // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, 2011. – Випуск 107. – Т. 2. – С. 257-263.
6. Ocena ryzyka zawodowego w rolnictwie. Praca zbiorowa pod redakcja Agnieszki Buczaj, Leszka Soleckiego. – Lublin, Instytut medycyny wsi, 2010. – 351 p.
7. Иванов В.И. Оценка пригодности к эксплуатации и мониторинг промышленных рисков на опасных производственных объектах / В.И. Иванов, О.Г.Гуляева // Безопасность труда в промышленности, 2009. – № 5. – С. 79-81.
8. Дубровін Валерій. Поліпшення управління охороною праці на селі шляхом впровадження інформаційних технологій / Валерій Дубровін, Олександр Войналович // Охорона праці, 2012. – № 2. – С. 20-21.
9. Біологічні ресурси і технології виробництва біопалива: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуца, І.П. Григорюк, К.В. Дмитрук, В.О. Дубровін,

- А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, А.А. Сибірний, С.П. Циганков. – К: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 408 с.
10. Valeriy Dubrovin, Maksym Melnychuk. Cleaner Production of Biomass and Biofuels / Agronomy Research. – Volume 8 Biosystems Engineering. - Special Issue 1. – Tartu: Estonian University of Life Sciences, 2010. – P. 33-38.
11. Біоенергія в Україні – розвиток сільських територій та можливості для окремих громад / За ред. Дубровіна В.О., Анни Гжибек та Любарського В.М. – Каунас: IAE LUA, 2009. – 120 с.
12. Laurencas Raslavicius, Anna Grzybek, Valeriy Dubrovin. Bioenergy in Ukraine – Possibilities of rural development and opportunities for local communities / Energy Policy 39 (2011) 3370-3379, Elsevier Ltd, Oxford, UK.
13. Віртуальний вихорострумний аналізатор поверхневих та підповерхневих дефектів у металоконструкціях / І.М. Васинюк, Г.Г. Писаренко, О.В. Войналович, С.І. Васинюк // Патент на корисну модель № 53971. Бюл. № 20, 23.10.2010 р.
14. Патент України N93788. Установка для виробництва біогазу й органічних добрив при зброджуванні багатокомпонентного субстрату / Мельничук М.Д., Бауер Ф., Дубровін В.О., Дубровіна О.В. // Промислова власність. – 2011. – Бюл. 5.

Проанализирована эффективность научной деятельности за последние годы кафедры охраны труда и инженерии среды Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Очерчено перспективные направления научных исследований, в частности касающиеся разработки комплексных инженерных агробiosистем в производстве и при использовании биотоплив, обоснования мероприятий и средств безопасности в сельскохозяйственном производстве.

Безопасность труда, биотопливо, производственные опасности и вредности, инженерия агробiosистем, профессиональные риски, сельское хозяйство.

The effectiveness of science activities of the Department of labor protection and environmental engineering in National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine in recent years is analyzed. Promising research areas, including the development of complex engineering agrobiosystem for production and usage of biofuels, the substantiation of agricultural production safety applications and tools are defined.

Labor safety, biofuel, production dangers and hazards, agrobiosystem engineering, occupational risks, agriculture

**НАУКОВІ ДОСЯГНЕННЯ ТА ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКІ
РОЗРОБКИ КАФЕДРИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН
ТА СИСТЕМОТЕХНІКИ ІМЕНІ АКАДЕМІКА П.М. ВАСИЛЕНКА**

***Д.Г. Войтюк, член-кореспондент НААН
Л.В. Аніскевич, доктор технічних наук
В.В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук***

Наведені основні результати науково-технічної та інноваційної діяльності за останнє десятиріччя функціонування кафедри.

Наука, техніка, дослідження, інновації, кафедра.

В світі, відразу після створення супутникових навігаційних систем (СНС) GPS NAVSTAR та СНС ГЛОНАСС і передачі їх можливостей в експлуатацію цивільним користувачам, почався пошук ефективного застосування СНС в різних галузях діяльності людини. В розвинених країнах світу (США, Німеччина, Англія тощо) з початку 90-х років минулого століття розпочалися роботи по створенню складових частин сучасної системи точного землеробства (СТЗ) - моніторингу за станом біоресурсів та управління механізованими технологічними операціями рослинництва. На базі існуючої елементної бази розробляються ефективні інформаційні системи, дистанційні та польові методи вимірювань, що дозволяють підвищити врожайність сільськогосподарських культур, а головне – заощаджувати технологічні матеріали (ТМ) на 20-30 % шляхом урахування факторів природної нерівномірності варіювання родючості ґрунтів по площі поля. Забезпечення рослин поживними речовинами, своєчасне проведення необхідних заходів із захисту рослин, оптимізація існуючих систем землеробства, зменшення навантаження на ґрунт хімічних агро матеріалів – все це аспекти високорозвиненої на сьогодні системи точного землеробства.

Ще у 1997 р. в м. ГанOVER (Німеччина) на Міжнародній виставці сільськогосподарської техніки було представлено широке коло машин та знарядь для використання їх в технологіях точного землеробства (ТЗ). Саме у той час для України постала актуальна задача вивчення світового досвіду, адаптації і розвитку теорії і практики технологій СТЗ, як для країни, що має найбільші наявні

потенціали виробництва продукції рослинництва у Європі. У 1998 р. в Національному аграрному університеті на базі кафедри сільськогосподарських машин ім. академіка П.М.Василенка за ініціативи професора Д.Г.Войтюка була створена проблемна лабораторія "Точне землеробство", яка надалі стала важливим підрозділом наукової школи "Землеробська механіка", що її очолює проф. Д.Г. Войтюк. Пройшли наукову школу та приймають активну участь в ідейному та теоретичному удосконаленні СТЗ такі учені, як: проф. Аніскевич Л.В., проф. Мироненко В.Г., проф. Кравчук В.І., зам. директора Академії навігації і управління рухом проф. Баранов Г.Л., доценти Захарін Ф.М., Волянський М.С., Ямков О.В., Цулая А.В., Сівак І.М., Броварець О.О. і багато інших.

У першу чергу необхідно було з'ясувати, чи є характерним для природно-кліматичних умов України значне варіювання агробіологічних властивостей ґрунту і фітоценозів по площі поля. Актуальність вирішення таких задач була підтверджена широкомасштабними дослідженнями з моніторингу врожайності в агрогосподарствах Київської, Черкаської, Чернігівської тощо областях на збиранні зернових культур, а також дослідженнями з рівня поживних речовин в ґрунті по площі поля. Була виявлена значна нерівномірність розподілу агробіологічних та фізико-механічних показників ґрунту та біоценозів в межах площі поля, що засвідчило про необхідність застосування технологій ТЗ. Проблеми і задачі, що їх необхідно було вирішувати при запровадженні технологій ТЗ, поставали одна за одною. Наприклад, відомо, що для комплексного вирішення проблем варіювання агробіологічних властивостей ґрунту по площі поля застосовують карт- або сенсор-технологію, кожна з яких має свої переваги і недоліки. Для усунення недоліків кожної із згаданих, розроблена і вперше випробувана в Україні компенсаційна технологія внесення ТМ (проф. Войтюк Д.Г., проф. Аніскевич Л.В.). Така технологія має переваги попереднього зчитування місцевизначених даних з картограм з одночасним використанням інформації від датчиків місцевизначених парметрів, що працюють в реальному часі. Причому, до місцевизначеної інформації від датчиків реального часу висувається певний рівень "довіри", що дозволяє компенсувати факт старіння інформації від електронних даних за карт-технологією і використати всі переваги останньої.

Основними нововведеннями в результаті виконання низки досліджень в області технологій ТЗ можна вважати розробку науково-практичних основ застосування безпілотних польових інформаційних машин в рослинництві з розробкою теорії побудови навігаційно-управляючого комплексу машини та методики обробітку

комплексної навігаційної інформації (проф. Войтюк Д.Г., проф. Аніскевич Л.В.).

Вперше у світовій практиці запропонована (проф. Войтюк Д.Г., проф. Аніскевич Л.В.) нова методика отримання інформації про місцевизначену врожайність для побудови високоточних картограм врожайності із використанням інтегральної моделі Дюамеля на основі імпульсних перехідних характеристик збиральних машин в функції часу. Методика включає комбінацію спеціально розроблених алгоритмів відновлення інтенсивності вхідного потоку зерна за даними датчика маси зерна комбайна. На початковій і кінцевій ділянках картографування врожайності (на вході та на виході кожного гону комбайна), а також на ділянках з різкою зміною інтенсивності потоку зерна в бункер використовується комбінація так званого "стрічкового" алгоритму та алгоритму екстраполяції за швидкістю з ваговими коефіцієнтами, що налагоджуються. На інших ділянках роботи комбайна використовується запропонований диференціальний алгоритм.

На рівні світової новизни запропонована (проф. Войтюк Д.Г., проф. Аніскевич Л.В.) методика прогностичного способу регулювання режимами функціонування робочих органів збиральної машини для вирішення проблеми нерівномірного завантаження робочих органів комбайна технологічним матеріалом внаслідок зміни рівня місцевизначеної врожайності та умов комбайнування по напрямку ходу машини.

Виконані теоретичні дослідження з оптимізації застосування диференційованих норм внесення ТМ та пошуку для цього раціональних кінематичних параметрів руху МТА по полю. Розроблена (проф. Аніскевич Л.В.) методика обробітку комплексної навігаційної інформації з процедурою калмановської фільтрації "розщепленого" типу з циклічною обробкою компонент вектору спостережень, що дає підвищену усталеність процесу і порівняно просту послідовність реалізації. Ця методика дозволяє визначити необхідний склад та техніко-технологічні вимоги до навігаційного обладнання для досягнення підвищеної точності і надійності виконання польових механізованих операцій за технологіями СТЗ.

Проведені теоретичні дослідження (проф. Аніскевич Л.В.) з аналітичного конструювання оптимальних дозаторів технологічних матеріалів сільськогосподарських машин. Зокрема розроблені теоретичні основи розрахунку закону керуючої дії регуляторів норм внесення ТМ в прямій постановці оптимального слідкування з прогнозуванням на основі даних, що несуть в собі картограми заданих норм сівби по поточним оцінкам координат місцезнаходження МТА в полі та курсу його руху. На підставі цього

створені (Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С., О. В. Ямков) програмно-апаратні комплекси сімейства "ТЗ Алмаз" які дозволяють реєструвати місцевизначені дані та формувати сигнали управління режимами функціонування робочих органів сільськогосподарських машин.

З метою досягнення високоефективного рівня управління апаратно-технічними системами сільськогосподарських машин для технологій ТЗ вирішена задача (проф. Аніскевич Л.В.) застосування до дозуючих систем принципів адаптації. Розроблено варіант побудови адаптивної системи автоматичного керування (САК) дозуючими системами сільськогосподарських машин для операцій змінних норм внесення ТМ із застосуванням безпошукової адаптивної САК з параметричною ідентифікацією об'єкту управління в режимі нормального функціонування. Особливістю такої САК стало застосування блока ідентифікації динамічних параметрів системи з одночасним розрахунком згладжених оцінок кінематичних параметрів та коефіцієнтів локальної апроксимації заданих норм внесення ТМ.

Задачі ТЗ є спорідненими з рядом глобальних техногенних проблем, зокрема з проблемою "парникового ефекту", відомої з часів французького фізика ХІХ століття Жозефа Фур'є, який вважав, що атмосфера нашої планети подібна склу в парниках: пропускаючи сонячне проміння, яке перетворюється в тепло не дозволяє цьому теплу виходити назовні. Певні технологічні операції рослинництва є джерелом емісії парникових газів, зокрема вуглекислого газу (наприклад, під час оранки реєструється підвищення рівня вуглекислого газу у пригрунтового повітрі майже у 2 рази). Ученими кафедри розроблена методика і виготовлене обладнання реєстрації вмісту CO_2 в ґрунтового повітрі, що є необхідним для обґрунтування до застосування таких систем обробітку ґрунту як "No Till", "мінімальний", "обмежений" тощо. Сутність методики полягає у реєстрації місцевизначених даних з вмісту вуглекислого газу у ґрунтового повітрі по шарах ґрунту шляхом висмоктування певного об'єму повітря з заданої глибини, його фільтрацією та подачею на аналіз до газового хроматографа з одночасною реєстрацією координат відбору проби і формуванням масиву числових даних.

Поставлена і вирішена задача (Попович О.М.) формування зернового потоку сівалки під впливом двох складових руху: переносної складової разом з сільськогосподарською машиною та відносної - під час руху насінневого матеріалу по робочих органах сільськогосподарської машини. Розроблено програмно-апаратний модуль реалізації заданих планів сівки зернових з урахуванням впливів систематичних та шумових похибок вимірювань показників

датчика інтенсивності потоку насіння та сенсорів кінематичних режимів роботи МТА.

Для широкозахватних сівалок та машин для внесення мінеральних добрив розроблені теоретичні основи (доц. Сівак І.М.) управління щільністю розподілу ТМ як по довжині гону, так і по ширині захвату. На підставі виконаних досліджень розроблена машина із змінними нормами внесення мінеральних добрив по ширині захвату та за напрямком руху МТА.

Сучасний стан сільськогосподарського виробництва потребує забезпечення інформаційною базою про родючі властивості сільськогосподарських угідь і стан фітоценозів для оптимізації технологічних процесів, спрямованих на отримання сталих та високих врожаїв сільськогосподарських культур. Інформаційна база про стан сільськогосподарського поля є джерелом раціонального менеджменту процесами внесення технологічних матеріалів, догляду за станом фітоценозів, збирання врожаю рослинної продукції тощо. Колективом наукової школи ТЗ проф. Войтюка Д.Г. розвинена ідеологія застосування для моніторингу стану сільськогосподарських угідь малогабаритних автоматизованих систем збору польових даних. Зокрема розроблена (доц. Броварець О.О.) математична модель руху машини для збору місцевизначеної інформації з системою технічного зору у відповідності до маршрутного курсо-швидкісного методу. Така машина дозволяє працювати безперервно, в автономному режимі, чим забезпечується низький рівень собівартості місцевизначеної інформації, а також не виникає ущільнення ґрунту, що обумовлено низьким питомим тиском ходових систем на поверхню поля (споряджена маса системи – до 80 кг).

Впровадження ідеології малогабаритних автоматизованих інформаційних систем у виробництво неможливе без застосування безпілотних польових інформаційних системи. Розвиток безпілотних машинних агрегатів для виконання робіт в рослинництві набуває в світі все більшої уваги. При цьому виникає необхідність вирішення задач, пов'язаних з визначенням параметрів руху об'єктів, виконання вимог по точності і надійності отримання інформації про координати, швидкість та просторову орієнтацію рухомих об'єктів. Умови застосування і функціонування безпілотних машин у рослинництві вимагають підвищеної точності і високої частоти навігаційних послідовностей на всіх етапах їх експлуатації. В зв'язку з цим розроблена комбінована процедура дотримання заданого маршруту, що має два режими – режим відпрацьовування кута курсу та режим бокової стабілізації. Запропоновано новий (проф. Войтюк Д.Г., проф. Аніскевич Л.В.) неінваріантний компенсаційний метод комплексної

обробки навігаційної інформації, який дозволяє застосовувати прості (а значить недорогі) датчики курсо-швидкісної навігаційної підсистеми з невисокими показниками вимірювання при збереженні високої точності функціонування всього комплексу в цілому. В загальному, проведені дослідження складають теоретичні основи навігації і управління рухом безпілотних польових машин на виконанні задач моніторингу за станом ґрунтового середовища та фітоценозів.

На базі набутих знань та досвіду виконаних досліджень створена нова (для умов України) навчальна дисципліна "Система точного землеробства". Видана типова програма з дисципліни; підготовлені навчально-методичні матеріали. За прикладом НУБіП України дисципліна "Система точного землеробства" читається студентам близько 8 ВНЗ України (наприклад, Харків, Кіровоград, Луганськ, Ніжин тощо).

Науковцями кафедри (Вечера О.М.) спільно з спеціалістами ННЦ "ІМЕСГ" розроблені і виготовлені стаціонарні універсальні протруювачі неперервної дії інерційно-фрикційного типу ПНУ-4 і ПНУ-10. Ці машини реалізують процес нанесення рідких препаратів на насіння сільськогосподарських культур за рахунок інерційних сил і використання бокової поверхні зернівок як робочої. Протруювачі здійснюють дозування, розподілення насіння і обробку його нерозпиленим рідким препаратом за допомогою одного робочого органа. Під час роботи протруювача насіння з бункера на робочий орган надходить самопливом через випускну горловину по пасивному розподільнику, під який одночасно подається віддозований потік препарату. Під дією відцентрових сил насіння разом з плівкою препарату рухається по поверхні конічного робочого органа, обертаючись навколо своєї осі і відбираючи препарат на свою поверхню. Процес обробки насіння препаратом продовжується і після переходу його з робочого органа на перехідні і напрямні поверхні камери протруювання аж до виходу насіння через випускну горловину в тару. В результаті порівняльної оцінки основних технічних, технологічних і експлуатаційних показників протруювачів різних типів можна зробити висновок про незаперечну перевагу розроблених протруювачів роторно-статорного та інерційно-фрикційного типів.

Глибокі дослідження (доц. Ямков О.В.) проведені у напрямі удосконалення бурякозбиральної техніки шляхом обґрунтування параметрів гичкозбиральних і викопуючих робочих органів з метою зменшення енергоємності їх робочих процесів. Досліджена схема компоновки бурякозбирального агрегата і досягнуто підвищення

точності копіювання напряму рядків коренеплодів, що зменшує втрати останніх при збиранні.

За замовленням Міністерства аграрної політики України визначені і обґрунтовані (доц. Волянський М.С.) конструктивні параметри, розраховані технологічні режими, енергетичні і тягово-зчіпні властивості надлегкого мобільного енергетичного засобу, досліджено динаміку його руху, обґрунтовані конструктивні параметри технологічних модулів до нього із застосуванням статистичної динаміки.

Науковцями кафедри (науковий керівник - доц. Онищенко В.Б.) було розроблено обприскувач польових культур із регульованою дисперсністю крапель та пневматичною системою осадження крапель робочої рідини, а також обприскувач польових культур з автоматичним регулюванням норми внесення, які пройшли в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого державні приймальні випробування. Обприскувачі дозволяють здійснювати вибір розпилювальних насадок для забезпечення заданої якості виконання технологічного процесу за різних технологічних умов.

Приділено багато уваги дослідженню історії розвитку сільськогосподарської техніки, сільськогосподарського машинобудування, філософії техніки, як науки та наукової спадщини українських діячів науки і техніки. Так, під керівництвом професора Д.Г. Войтюка було проаналізовано історію розвитку конструкції плуга, досліджено діяльність видатних вчених у галузях землеробської механіки, механізації сільськогосподарського виробництва, сільськогосподарського машинобудування.

Приведены основные результаты научно-технической и инновационной деятельности за последнее десятилетие функционирования кафедры.

Наука, техника, исследования, инновации, кафедра.

The basic results of scientific, technical and innovative activity for the last decade of functioning of department are resulted.

Science, technique, researches, innovations, department.

НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА КАФЕДРИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

Наведено основні напрямки та результати науково-дослідної роботи кафедри конструювання машин.

Наука, дослідження, машини, розробки.

Постановка проблеми. Останнім часом намітилась тенденція до зниження наукового рівня досліджень, які проводяться в лабораторіях на кафедрах у вищих навчальних закладах і, як наслідок, знижується кваліфікація майбутніх викладачів, що впливає на якість підготовки інженерних кадрів.

Тому створення необхідних умов для підготовки висококваліфікованих наукових та викладацьких кадрів є однією з основних задач кафедр університетів дослідницького спрямування.

Аналіз останніх досліджень. Існує декілька причин, які приводять до зниження наукового рівня досліджень, серед яких можна відзначити недостатнє фінансування наукових досліджень, відсутність сучасного обладнання в лабораторіях кафедр тощо. Однак основною причиною на наш погляд недостатнього рівня підготовки наукових та викладацьких кадрів є відсутність в багатьох кафедрах наукових керівників, які служать інтересам науки та освіти. Постійно удосконалюють свій науковий рівень, разом з аспірантами та молодими викладачами проводять наукові дослідження. Вміють поставити наукові проблеми та задачі і вирішують їх разом з молодими дослідниками. При такому підході створюються умови для творчості і є бажання працювати для вирішення важливих наукових, освітянських та виробничих завдань.

Мета досліджень. Проаналізувати науково-дослідну роботу кафедри і намітити перспективи подальших досліджень.

Результати досліджень. Основною науковою тематикою кафедри є оптимізація режимів руху механізмів і машин [1,2] на прикладах підйомно-транспортних та інших машин, що використовуються в будівельному та сільськогосподарському виробництві. Вибір оптимальних режимів руху механізмів і машин приводить до значного зменшення динамічних навантажень, що діють на робочі органи машин та їхні елементи. Це зводить до мінімуму коливання окремих ланок і, як наслідок, підвищується

продуктивність та надійність роботи машин, а також покращуються умови безпечної експлуатації.

В оптимізації режимів руху механізмів і машин найважливішою проблемою є розробка критеріїв динамічної оцінки режимів руху. Колективом авторів розроблені інтегральні динамічні критерії оцінки руху механізмів і машин [3-5], які дають можливість оцінити динаміку руху механізмів і машин різного призначення. Розроблені критерії представляються у вигляді інтегральних функціоналів, де в якості підінтегральних функцій використані різні міри руху: кінетична та потенціальна енергія, а також енергія прискорень першого, другого і більш високих порядків.

При оптимізації режимів руху виникає потреба в побудові моделей динаміки руху механізмів і машин, з цією метою розроблена математична модель динаміки руху плоскої механічної системи [6, 7], на базі якої побудовані універсальні моделі конкретних механізмів і машин, наприклад, кранової шарнірно-зчленованої стрілової системи [8].

На основі розроблених теоретичних положень розв'язано ряд конкретних задач оптимізації режимів руху вантажопідійомних [9-11] і будівельних [12,13] машин, а також маніпуляційних систем роботів [14,15].

За розробленою методикою оптимізації режимів руху механізмів і машин виконано ряд дисертаційних досліджень:

1. Демідас С.В. «Мінімізація динамічних навантажень в елементах баштового крана на основі оптимізації режиму руху механізму підйому [16]. Автором розглянуті причини виникнення коливань вантажу і металоконструкцій кранів. Запропоновано заходи зменшення динамічних навантажень на елементи крана. Застосування оптимального ривкового режиму пуску при підйомі вантажу дало можливість зменшити амплітудні значення коливань зусиль у вантажному канаті та в розчалі кріплення стріли в 1,9 рази, а в металоконструкції стріли в 2,1 рази в порівнянні з існуючими способами пуску.

2. Душанін Я.С. «Оптимізація сталого режиму зміни вильоту врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи крана [17]. В дисертації розроблено критерій оптимізації, на основі якого здійснено оптимізацію енергетичного режиму зміни вильоту врівноваженої стрілової системи. Порівняння існуючих та оптимальних режимів зміни вильоту показує, що в перших максимальні відхилення кінетичної енергії від середнього значення перевищують в 1,9 рази, а в другому випадку ця розбіжність не перевищує 1%. Такий режим зміни вильоту дає можливість звести до мінімуму енергетичні витрати та дію динамічних навантажень.

3. Коробко М.М. «Обґрунтування параметрів та режимів руху пруткових конвеєрів бурякозбиральних машин [18]. Запропонована доцільність застосування систем керованого пуску пруткових конвеєрів. Встановлено вплив режиму пуску конвеєра на величину динамічних навантажень в тяговому органі та пошкодження коренеплодів. Оптимальний режим пуску конвеєра дозволяє в 1,8-2,2 рази зменшити дію динамічних навантажень в тяговому органі в порівнянні з існуючими режимами пуску, а пошкоджуваність коренеплодів зменшилась в 1,4-1,6 разів.

4. Рогатинська О.Р. «Обґрунтування навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів [19]. Встановлено пряму пропорційну залежність між осьовою складовою швидкості потоку вантажу та кутовою швидкістю шнека вертикального гвинтового конвеєра та визначено оптимальні параметри швидкохідного гвинтового конвеєра. Показано, що мінімально можливий рівень енергоємності визначається тільки коефіцієнтом тертя ковзання вантажу по поверхні гвинта. Енергоємність з оптимальними параметрами конвеєра в 1,3-1,9 разів менша енергоємності конвеєрів із рекомендованими нормативними параметрами.

5. Рибалко В.М. «Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пристроїв для обрізки копитець великої рогатої худоби» [20]. Встановлено вплив надлишкового рогу копитця на розподіл навантаження між його опорними поверхнями та визначено величину граничного кута зміщення опорної площини копитця, яке не повинно перевищувати 14° . Запропоновано оптимальну конструкцію інструменту та технологічні параметри різання біологічного матеріалу в залежності від його фізико-механічних властивостей. Розроблено конструкцію пристрою для обрізання копитець в сучасних умовах зберігання тварин, конструкція якого дозволяє здійснювати регулювання режиму різання в залежності від властивостей копитцевого рогу та геометричних параметрів копитець.

6. Почка К.І. «Розробка та аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом». Запропоновано принцип роботи та конструкцію роликової формувальної установки з рекуперативним приводом, яка дозволяє здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху, що приводить до зменшення енергетичних витрат на 40% в порівнянні з існуючими конструкціями формувальних установок. Встановлено оптимальне значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ приводного механізму, при якому до мінімуму зменшуються енерговитрати та зменшується коефіцієнт

динамічності в 3,5 рази, а коефіцієнт нерівномірності руху в 2,6 разів.

7. Ромасевич Ю.О. «Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів» [22]. Здійснено оптимізацію перехідних режимів руху кранового візка, яка дозволяє усунути коливання вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі та зменшити динамічні навантаження в механізмі приводу візка. На основі проведених досліджень розроблені рекомендації з впровадження оптимальних законів керування рухом візка у вигляді мехатронної системи з використанням частотного керування приводними механізмами. Така система керування дозволила на 35-40% підвищити продуктивність виконання транспортних операцій та до 15% зменшити енерговитрати приводного механізму.

8. Шимко Л.С. «Обґрунтування параметрів і режимів роботи вивантажувальних пристроїв комбайнів» [23]. Досліджено технологічний процес руху зерна із бункерів накопичувачів у транспортні засоби. Визначено оптимальні параметри та режими роботи самоскидного бункера збирального комбайна. Встановлено середнє значення швидкості руху потоку зернового матеріалу, яке рекомендовано приймати 0,25 м/с. Розв'язана варіаційна задача руху зерна, у результаті чого визначений режим руху бункера, який забезпечує мінімальний час вивантаження, а також встановлені оптимальні значення конструктивних параметрів вивантажувального лотка.

9. Кулик В.П. «Обґрунтування параметрів приводних механізмів решітних станів зерноочисних машин» [24]. Розроблено математичну модель руху зернового матеріалу вздовж похилого коливального решета з урахуванням сили тертя та характеру її зміни, що дало можливість визначити параметри коливань (частоту та амплітуду), при яких забезпечується найбільша середня швидкість зернового матеріалу під час сепарації. В задачі визначено також закон руху зернового матеріалу, який забезпечує мінімальне травмування та руйнування зерна. Розроблена дворешітна та трирешітна зерноочисні машини, які до мінімуму зводять енергетичні витрати. Встановлені оптимальні значення кутів зміщення кривошипів: в першому випадку 90° , а в другому - 120° .

10. Міщук Д.О. «Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі». Визначені оптимальні режими руху маніпулятора, які характеризуються плавністю руху стрілової системи та мінімальними величинами динамічних навантажень. На ділянках перехідних процесів динамічні навантаження зменшились на 35-48% в порівнянні з існуючою конструкцією маніпулятора. Розроблено систему керування

гідроприводом для реалізації оптимальних режимів руху, яка забезпечує бажаний закон зміни подачі робочої рідини до виконавчих гідродвигунів. При такому режимі керування приводним механізмом усуваються коливання захватного пристрою з вантажем.

11. Шумілов Г.В. «Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана». Проведено динамічний аналіз перехідних процесів в механізмах підйому та зміни вильоту вантажу баштового крана, на основі якого встановлено причини виникнення коливних процесів в механізмах. На основі розв'язку варіаційних задач визначено оптимальні режими руху механізмів підйому та зміни вильоту вантажу, які усувають коливання вантажу та елементів металоконструкцій до кінця перехідних процесів. При оптимальних режимах руху механізмів крана зусилля в канаті механізму підйому вантажу зменшилось в 2,1-2,3 рази, а зусилля в тяговому канаті механізму зміни вильоту в 5,7-6,8 разів у порівнянні з ручним керування цими механізмами.

12. Паламарчук Д.А. «Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу». Встановлено, що в процесі зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи мають місце значні відхилення вантажного каната від вертикалі (до 12°), а також навантажень в елементах крана, зокрема, зубчастій рейці приводного механізму (до 290кН). Оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи за критеріями середньоквадратичних відхилень прискорень та ривків дала можливість усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі та зменшити динамічне зусилля в зубчастій рейці крана МАРК-40 до 183 кН.

13. Дяченко Л.А. «Обґрунтування параметрів і режимів вібрації корпусу плуга». Розроблено конструкцію віброплуга з гідравлічними вібраторами, для якої теоретичним та експериментальним шляхом обґрунтована конструктивно-технологічна схема та основні конструктивні параметри. Побудовано математичну модель процесу взаємодії робочих органів віброплуга з оброблюваним ґрунтом, аналіз якої дав можливість визначити величину сил опору переміщенню орного агрегату. При цьому тяговий опір з вібрацією в 1,8-2,5 разів менший ніж без вібрації. Встановлено вплив на тяговий опір швидкості руху, кута нахилу вібратора, частоти та амплітуди коливань корпусу плуга. Виявлено вплив вібрації на ступінь подрібнення ґрунту, яка поліпшує якість оранки.

В усіх наведених дисертаційних роботах представлені теоретичні дослідження на математичних моделях, а також здійснено оптимізацію режимів руху або конструктивних та режимних параметрів. Такий підхід дає можливість усестороннє

провести аналіз роботи механізмів та конструкцій і виявити їх найбільш раціональні або оптимальні режимні та конструктивні характеристики. Крім того, усі отримані теоретичним шляхом характеристики перевірялись експериментальними дослідженнями на фізичних моделях або реальних механізмах і машинах з використанням сучасного вимірювального обладнання з підключенням до комп'ютерної техніки.

Останнім часом важливого значення набуває комп'ютерне керування роботою механізмів і машин, тобто створення так званих мехатронних систем. Практично всі роботи пов'язані з оптимізацією режимів руху механізмів і машин закінчуються створенням мехатронних систем.

Для ознайомлення з роботою мехатронних систем студентам магістратури, які навчаються за спеціальностями «Механізація сільського господарства», «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» та «Обладнання лісового комплексу» читаються курси з мехатроніки. Для викладання курсу «Мехатроніка» на кафедрі є необхідна матеріальна база, оскільки усі фізичні моделі механізмів і машин, які створюються аспірантами, представляються у вигляді мехатронних систем. Крім того, на кафедрі виданий навчальний посібник «Мехатроніка» [29].

Для ознайомлення з методами оптимізації студентам магістратури спеціальності «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» також читається курс «Оптимізація конструкцій технічних систем» [30].

Останнім часом дослідження з оптимізації режимів руху машин набули подальшого розвитку, які представлені в ряді монографій [31-35].

Висновки

Практично усі наукові дослідження, які проводяться на кафедрі відносяться до підйомно-транспортних машин, які використовуються в будівельному та сільськогосподарському виробництві. Разом з тим, значна частина сільськогосподарських машин в своєму складі має механізми, які пов'язані з транспортуванням або перевантаженням сільськогосподарських вантажів, тому було б доцільно в майбутньому досліджувати саме такий клас машин.

Використання мехатронних систем з попередньою оптимізацією режимів руху в складі сільськогосподарських машин дасть можливість підвищити їхню продуктивність та надійність роботи, тому наукову діяльність кафедри необхідно спрямувати саме в напрямку оптимізації режимів руху механізмів сільськогосподарських машин та застосування для них мехатронних систем керування.

Список літератури

1. *Ловейкин В.С.* Оптимизация режимов движения механизмов и машин / *В.С. Ловейкин* // Теория механизмов и машин. – Харьков: Основа, 1990. – Вып. 49. – С. 3–11.
2. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / *В.С. Ловейкин*. – К.: УМК ВО Украины. – 1990. – 166 с.
3. *Горский Б.Е.* Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия / *Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин* // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск: ДГУ, 1982. – Вып. 6. – С. 13–20.
4. *Ловейкин В.С.* Безразмерные критерии динамического совершенствования механических систем / *В.С. Ловейкин, Б.Е. Горский* // Критерии качества и эффективности механических систем. – К.: Общество «Знания» УССР, 1978. – С. 5–7.
5. *Горский Б.Е.* Критерии динамического совершенства механических систем / *Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин* // Теория машин металлургического и горнооборудования: Свердловск: УПИ, 1989. – Вып. 13. – С. 98–102.
6. *Ловейкин В.С.* Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажо-підйомних машин / *В.С. Ловейкин* // Автореферат дис. на здобуття наук. ступ. докт. техн. наук. – Харків, 1994. – 32 с.
7. *Ловейкин В.С.* Математическая модель плоской механической системы / *В.С. Ловейкин* // Подъемно-трансп. оборуд. – К.: Техніка, 1985. – Вып. 16. – С. 16–19.
8. *Горский Б.Е.* Универсальная математическая модель крановой качающейся укосины по удельным действием / *Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин* // Горные, строит. и дор. маш. – К.: Техніка, 1978. – Вып. 25. – С. 74–81.
9. *Ловейкин В.С.* Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин / *В.С. Ловейкин* // Подъемно-трансп. оборуд.– К.: Техніка, 1987.– Вып.18.– с.31–35.
10. *Ловейкин В.С.* Оптимизация режима движения механизмов грунто-подъемных машин для транспортирования пассажиров // Подъемно-трансп. оборуд. – К.: Техніка, 1991. – Вып. 22. – С. 9–14.
11. *Ловейкин В.С.* Управление пуском механизмов подъемно-транспортных машин / *В.С. Ловейкин* // Теория машин металлургического и горного оборудования.– Свердловск: УПИ, 1989. – Вып. 13. – С. 118–124.
12. *Ловейкин В.С.* Оптимизация режима движения механизма поворота экскаватора по комплексному критерию / *В.С. Ловейкин* // Горные, строит., дор. и мелиор. маш.– К.: Техніка, 1989.– Вып.42. – С. 115–120.
13. *Ловейкин В.С.* Управление пускотормозными режимами движения механизмов строительных машин / *В.С. Ловейкин* // Горные, строит., дор. и мелиорат. маш. – К.: Техніка, 1990. – Вып. 43. – С. 93–98.
14. *Ловейкин В.С.* Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию / *В.С. Ловейкин* // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 1988. – №2. – С. 8–10.
15. *Ловейкин В.С.* Оптимизация режимов движения роботов и манипуляторов / *В.С. Ловейкин* // Теоретична и приложена механика. – София: Изд.–во на Българската Академия на Науките, 1990. – Кн.1. – С. 323–326.
16. *Демідас С.В.* Мінімізація динамічних навантажень в елементах баштового крана на основі оптимізації режиму руху механізма підйому / *С.В. Демідас* // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2000. – 20 с.

17. Душанін Я.С. Оптимізація сталого режиму зміни вильоту врівноваженої шарнірно–зчленованої стрілової системи крана / Я.С. Душанін // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2001. – 20 с.
18. Коробко М.М. Обґрунтування параметрів та режимів руху пруткових конвеєрів бурякозбиральних машин / М.М.Коробко // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2007. – 20 с.
19. Рогатинська О.Р. Обґрунтування навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів / О.Р. Рогатинська // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – Тернопіль, 2006. – 20 с.
20. Рибалко В.М. Обґрунтування конструктивно–технологічних параметрів пристроїв для обрізки копитець великої рогатої худоби / В.М.Рибалко // Автореф. дис. наук. канд. техн. наук. – К., 2008. – 24 с.
21. Почка К.І. Розробка та аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / К.І. Почка // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2008. – 24 с.
22. Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів / Ю.О. Ромасевич // Автореф. дис. наук. ступ. канд. наук. – К., 2010. – 22 с.
23. Шимко Л.С. Обґрунтування параметрів і режимів роботи вивантажувальних пристроїв комбайнів / Л.С.Шимко // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2012. – 21 с.
24. Кулик В.П. Обґрунтування параметрів приводних механізмів решітних станів зерноочисних машин / В.П.Кулик // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2013. – 23 с.
25. Міщук Д.О. Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі / Д.О. Міщук // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2013. – 23 с.
26. Шумілов Г.В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана / Г.В. Шумілов // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2013. – 21 с.
27. Паламарчук Д.А. Оптимізація режимів руху шарнірно–зчленованої стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу / Д.А. Паламарчук // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2013. – 25 с.
28. Дяченко Л.А. Обґрунтування параметрів і режимів вібрації корпусу плуга / Л.А. Дяченко // Автореф. дис. наук. ступ. канд. техн. наук. – К., 2013. – 24 с.
29. Ловейкін В.С. Мехатроніка: навч. посібн. / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Човнюк. – К.: ЦП «Компринт», 2012. – 358 с.
30. Ловейкін В.С. Оптимізація конструкцій технічних систем: навч. посібн./ В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Л.С. Шимко. – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 320 с.
31. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом: Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184с.
32. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху кранових механізмів. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – 307 с.
33. Ловейкін В.С. Обґрунтування параметрів і режимів роботи вивантажувальних пристроїв комбайнів: Монографія / В.С. Ловейкін, В.І. Недовесов, Ю.В. Човнюк, Л.С. Шимко. – К.: Компринт, 2012. – 251 с.

34. *Ловейкін В.С.* Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин: Монографія / *В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич.* – К.: ЦП «Компринт», 2012. – 299 с.
35. *Ловейкін В.С.* Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана: Монографія / *В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов.* – К.: ЦП «Компринт», 2013. – 174 с.

*Приведены основные направления и результаты научно-исследовательской работы кафедры конструирования машин.
Наука, исследования, машины, разработки.*

*The basic directions and results of research department of designing cars.
Science, research, machine, working.*

УДК 629.631.554

ОСНОВНІ КРОКИ НАУКОВОЇ ДІЯЛЬНОСТІ КАФЕДРИ ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ЗАСОБІВ У АПК

***С.Г. Фришев, доктор технічних наук
С.І. Козупиця, кандидат технічних наук***

Приведено основні результати наукових досліджень відповідно виконаної розробки ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів у фермерських та колективних господарствах.

Дослідження, транспортно-логістичні процеси, зернозбиральні комбайни, тракторні причепи-перевантажувачі, автомобілі-зерновози, моделі, ефективність, консалтинговий пакет, рекомендації.

Постановка проблеми. В загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортні та вантажно-розвантажувальні роботи відносяться до найбільш трудомістких і енерговитратних процесів і складають біля 1/3 всіх витрат праці на вирощування сільськогосподарських культур, а витрати нафтопродуктів при цьому сягають до 40 %. В цілому питомі витратні показники вітчизняних транспортних засобів (автомобілі, тракторні транспортні засоби) далекі від досягнутих у розвинених

© С.Г.Фришев, С.І. Козупиця, 2013

34. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин: Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП «Компринт», 2012. – 299 с.
35. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана: Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов.– К.: ЦП «Компринт», 2013. – 174 с.

Приведены основные направления и результаты научно-исследовательской работы кафедры конструирования машин.
Наука, исследования, машины, разработки.

The basic directions and results of research department of designing cars.
Science, research, machine, working.

УДК 629.631.554

ОСНОВНІ КРОКИ НАУКОВОЇ ДІЯЛЬНОСТІ КАФЕДРИ ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ЗАСОБІВ У АПК

С.Г. Фришев, доктор технічних наук
С.І. Козупиця, кандидат технічних наук

Приведено основні результати наукових досліджень відповідно виконаної розробки ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів у фермерських та колективних господарствах.

Дослідження, транспортно-логістичні процеси, зернозбиральні комбайни, тракторні причепи-перевантажувачі, автомобілі-зерновози, моделі, ефективність, консалтинговий пакет, рекомендації.

Постановка проблеми. В загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортні та вантажно-розвантажувальні роботи відносяться до найбільш трудомістких і енерговитратних процесів і складають біля 1/3 всіх витрат праці на вирощування сільськогосподарських культур, а витрати нафтопродуктів при цьому сягають до 40 %. В цілому питомі витратні показники вітчизняних транспортних засобів (автомобілі, тракторні транспортні засоби) далекі від досягнутих у розвинених

© С.Г.Фришев, С.І. Козупиця, 2013

країнах. Слід зазначити також низьку продуктивність вантажного автотранспорту в Україні, яка обумовлена в значній мірі відсутністю у аграрному виробництві ефективних інноваційних технологій, які повинні базувати на застосуванні логістичних принципів. В той же час в системі НДІ НАНУ відсутній структурний підрозділ, який досліджує транспортні процеси в системі АПК.

Тому, в 2007 році з метою підготовки фахівців для аграрного сектору економіки, які здатні були забезпечувати ефективну організацію вантажних перевезень сільськогосподарської продукції у процесі її виробництва та переробки, а також її транспортування у міжнародному сполученні із дотриманням правил і нормативів щодо безпеки автомобільних перевезень, створена кафедра транспортних технологій та засобів у АПК при технічному ННІ НУБіП України.

За існуючої різноманітності технічних засобів для збирання і транспортування урожаю сільськогосподарських культур особливо важливою стає задача вибору найбільш ефективних і практично прийнятних технологій та технічних комплексів, оптимізації процесів збирання та транспортування сільськогосподарської продукції від комбайнів, шляхом виявлення закономірностей впливу складу, структури й параметрів технічних засобів комплексу на мінімізацію витрат.

Аналіз останніх досліджень. В 2010-2012 роках на кафедрі згідно договору №0110U003630 виконана розробка ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів у фермерських та колективних господарствах.

Мета досліджень. Підвищити рівень технологічного і технічного забезпечення збирально-транспортного процесу зернових культур.

Результати досліджень. Для скорочення витрат, особливо для транспортних засобів підвищеної вантажопідйомності, доцільним є використання перевантажувальної технології перевезення зерна, яка передбачає застосування збирально-транспортного комплексу (ЗТК) у складі: 1) зернозбиральні комбайни, що функціонують як транспортно-технологічні засоби; 2) причепи-перевантажувачі, як між операційні компенсатори; 3) високовантажні автотранспортні засоби.

На підставі аналізу балансу часу робочих циклів причепа-перевантажувача (ПП) та автомобільних транспортних засобів (АТЗ) отримано аналітичні залежності, які дозволяють виконати раціональний підбір кількості ПП та АТЗ для ЗТК під час застосування перевантажувальної технології перевезення зерна від ЗК. Встановлено раціональну (мінімально допустиму) місткість бункерів ЗК для ланцюга «ЗК – ПП». Цей мінімум визначається для

ЗК з продуктивністю 9,5; 12,0; 14,5 та 17,0 т/год. відповідною місткістю бункерів ЗК від 3,5 до 12 м³. Взаємодія кожного ПП із групою ЗК передбачає таку технологічну відповідність роботи, коли кожний ПП обслуговує певну групу ЗК, які послідовно (по черзі) розвантажуються в ПП, що закріплені за ними. Розроблена раціональна схема сумісної роботи зернозбирального комбайна, причепа-перевантажувача та автомобільного зерновозу для різноманітних конфігурацій площ полів, на яку отримано патент України.

Для перевантажувальної технології найбільш ефективні є ПП з підвищеною місткістю до 40-50 м³, які дозволяють збільшити кількість ЗК, що обслуговуються, та зменшити кількісний склад ЗТК. Встановлено, що ПП з місткістю від 26 до 48 м³ обслуговують 3–4 ЗК з продуктивністю 14,5 - 17 т/год. При зменшенні продуктивності до 9,5-12 т/год. кількість ЗК, які обслуговуються, збільшується до 5-6 од. Найбільш ефективним під час збирання зернових культур слід визначити застосування ПП та АТЗ з рівною вантажопідйомністю.

Збирально-транспортний процес функціонує як динамічна система в заданих структурних і просторово-часових межах. Її дослідження пов'язане насамперед з обґрунтуванням характеристик і змінних, що відображають властивості і умови протікання процесу і складових його операцій, їх зв'язки і мінливість. Оскільки технологія роботи зернозбирального комплексу розглядається з позицій функціонування як складна логістичної системи, проблему конструювання такої технології й формулювання критеріїв її ефективності нами вирішувалося за допомогою методології системного аналізу та зокрема з використанням індуктивних технологій системних інформаційно-аналітичних досліджень і математичного моделювання складних систем.

Вихідні дані для системних інформаційно-аналітичних досліджень (кількісні характеристики техніко-експлуатаційних показників машин збирально-транспортного комплексу під час виконання робіт) для моделювання були отримані в ході польових досліджень (спостережень) під час збирання урожаю зерна з використанням перевантажувальної технології в господарствах Миколаївської, Київської та Чернігівської областей в 2010-2012 роках. В ході досліджень оцінювався широкий спектр сучасної вітчизняної техніки, країн СНД та країн дальнього зарубіжжя. Під час досліджень створено та застосовано первинний інформаційний базис, у якому було включено й класифіковано по групах основні параметри ЗК, ПП і АТЗ, а також природно-виробничі умови.

На підставі системного імітаційного моделювання логістичних схем із застосуванням індуктивного підходу нами синтезовані

економетричні моделі ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів до приймальних пунктів, які найкращим (оптимальним з позицій критерію точності апроксимації) чином відображали зв'язок досліджуваних технологічних процесів транспортування зерна з економічними показниками, при конкретних технологічних, фінансових, природно-кліматичних, організаційних та інших умовах.

Критерієм оптимальності та, відповідно вибору кращого рішення (технологічного варіанту перевезень), вибрано інтегральний показник - сукупний рівень затрат того чи іншого варіанту транспортно-логістичної технології під час збирання та перевезення у гривнях на 1 тону зерна (ДСТУ 4397:2005) – $E_{пф}$.

Прикладами результату роботи є наступні синтезовані моделі. Модель **M1**, яка за потужністю ансамблю інформаційних чинників з одного боку й кількістю варіантів технологічних ланцюгів, з іншого, є потужною за об'єктивних умов формування оптимального інформаційного базису.

Аналітичний вигляд моделі **M1** такий:

$$E_{ii} = 362,266 - 6,456W_k + 1,042Q_n - 1,070Q_a - 0,545V_a + 4,451T_{pa} - 1,627U - 0,013S - 6,540T + 2,396L \quad (1)$$

де: W_k – продуктивність зернозбирального комбайна, т/год;
 Q_n – вантажопідйомність причепа-перевантажувача, т;
 Q_a – вантажопідйомність автотранспортного засобу, т;
 v_a – технічна швидкість автотранспортного засобу, км/год;
 T_{pa} – тривалість перебування автотранспортного засобу на хлібоприймальному пункті, год;
 U – урожайність зернових культур, т/год;
 S – площа збирання зернових культур, га;
 T – тривалість роботи комбайна в день, год;
 L – відстань перевезення зерна від поля до хлібоприймального пункту, км.

Модель **M1**, незважаючи на свою складність, може вважатися найкращою для практичного застосування у відборі логістичних технологій транспортування зерна від комбайнів до кінцевих приймальних пунктів у фермерських та колективних господарствах.

Отримано також модель **M2**, яка відображає технологію прямих перевезень без перевантажувача. Сукупні затрати в останньої виявилися більш значущими, ніж у попередніх варіантах. Аналітичний вигляд моделі **M2** такий:

$$E_{ii} = 1022,615 + 23,320W_k - 11,964Q_a - 0,891V_a - 40,102T_{pa} - 59,761U - 0,274S + 14,590T + 12,662L \quad (2)$$

Блок моделювання та візуалізації результатів консалтингової комп'ютерно-інтегрованої системи сукупних витрат з прикладом результату моделювання (для перевантажувальної технології і для прямих перевезень) представлений на рис. 1. Сукупні витрати для заданих у прикладі умов стосовно до варіанту перевантажувальної технології склали 205,59 грн /т, а для варіанту прямих перевезень 305,59 грн /т. Економічний ефект від впровадження нової технології в порівнянні з прямими перевезеннями визначається різницею розрахованих витрат: 100 грн /т.

Розроблені рекомендації що до раціональної роботи збирально-транспортного комплексу для конкретних умов господарства–виробника зерна, які дозволяють оптимізувати склад комплексу машин для збирання і транспортування зерна від ЗК і мінімізувати при цьому сукупні витрати.

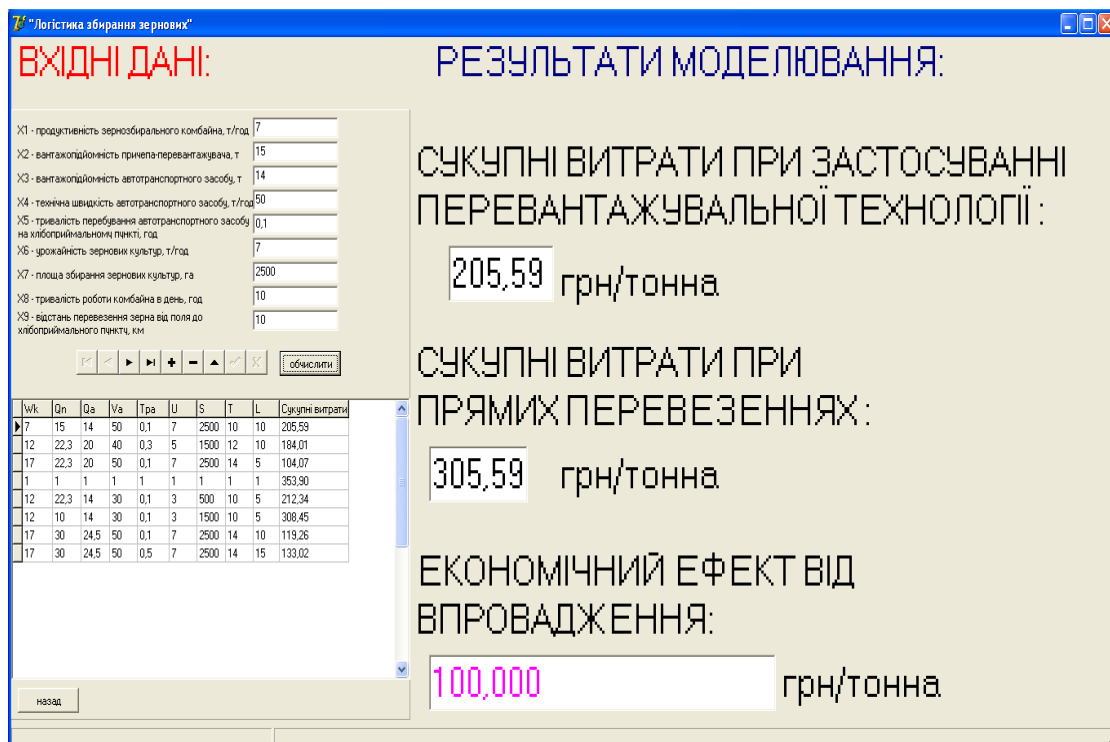


Рис. 1. Блок моделювання та візуалізації результатів консалтингової комп'ютерно-інтегрованої системи сукупних витрат.

Найбільш ефективним під час збирання зернових культур слід визначити застосування перевантажувальної збирально-транспортної технології під час застосування високопродуктивних комплексів: ЗК, ПП та автомобілів з вантажопідйомністю в межах від 18 до 30 тонн.

Встановлено, що в типових умовах степової та лісостепової зон високоефективними є групи однотипних збиральних машин і транспортних засобів при кількості комбайнів 3-6 одиниць і

раціонально підбраному числі ПП та АТЗ. Застосування їх дозволяє знизити сукупні витрати на 60-100 грн./т в порівнянні з прямими перевезеннями і скоротити потребу в залучених на збирання автомобілях на 25-30%.

На основі аналізу збирально-транспортного процесу як складної логістичної системи, розроблено консалтинговий пакет, який містить економіко-математичні (економетричні) моделі, алгоритми і програми для ПК, що дозволяють здійснити розрахунок та прогнозування системних показників, а також синтез та оптимізацію транспортних ланцюгів.

Висновки

Враховуючи перспективність отриманих результатів досліджень, які були отримані протягом останніх 4-5 років, колектив кафедри розробив перспективний план подальших досліджень:

- розробка математично-прогностичних багатofакторних моделей функціонування збирально-транспортних комплексів у системі АПК;

- дослідження динаміки утворення, руху та управління матеріально-інформаційних потоків при виробництві с.г. продукції;

- дослідження якісних та кількісних взаємозв'язків та їх оптимізація у транспортно-логістичних системах АПК.

Список літератури

1. *Измайлов А. Ю.* Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. – 200 с.
2. *Фришев С.Г., Козулиця С.І.* Методика розрахунку параметрів сучасного збирально-транспортного процесу зерна // Науковий вісник НУБіП України №134 ч.2. К.:, 2009.
3. *Фришев С.Г., Козулиця С.І.* Стан і сучасні тенденції розвитку транспортних засобів сільськогосподарського призначення. // Науковий вісник НУБіП України №134 ч.2. К.:, 2009.
4. *Фришев С.Г., Козулиця С.І.* Аналіз транспортно-виробничих процесів під час збирання зерна. // Вісник СНАУ. Вип. 2. (22) – м. Суми.:2010.
5. *Фришев С.Г.* Визначення раціональних параметрів технологічного ланцюга “зернові комбайни – причепи-перевантажувачі – автомобільні транспортні засоби” / *С.Г. Фришев, С.І. Козулиця* // Вісник НУБіП України. – 2011. – Вип. 166 (3). – С. 203 – 211.
6. *Фришев С.Г.* Аналіз транспортно-виробничого процесу під час збирання зерна / *С.Г. Фришев, С.І. Козулиця* // Вісник Харківського навчального технічного університету. – 2010. – Вип. 12 (т. 24). – С. 56 –
7. *Фришев С.Г.* Аналіз збирально-транспортного процесу зерна при застосуванні змінних кузовів / *С.Г. Фришев, С.І. Козулиця* // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. 2010. – №76. – С. 64 – 66.
8. *Осипенко В.В.* Системно-аналітичний підхід до синтезу логістичних процесів збирання та транспортування зерна / *В.В. Осипенко, С.Г. Фришев, С.І.*

Козупиця, М.В. Сєнчев // Вісник НУБіП України. – 2012. – Вип. 170. – С. 123 – 131.

9. Фришев С.Г. Визначення раціональних параметрів технологічного ланцюга “зернові комбайни – причепи-перевантажувачі – автомобільні транспортні засоби” / С.Г. Фришев, С.І. Козупиця // Вісник НУБіП України. –2011. – Вип. 166 (3). – С. 203 – 211.

10. Фришев С.Г. Аналіз транспортно-виробничого процесу під час збирання зерна / С.Г. Фришев, С.І. Козупиця // Вісник Харківського навчального технічного університету. – 2010. – Вип. 12 (т. 24). – С. 56 – 61.

11. Осипенко В.В. Системно-аналітичний підхід до синтезу логістичних процесів збирання та транспортування зерна / В.В. Осипенко, С.Г. Фришев, С.І. Козупиця, М.В. Сєнчев // Вісник НУБіП України. – 2012. – Вип. 170. – С. 123 – 131.

12. Фришев С.Г., Козупиця С.І. Звіт про науково-дослідну роботу розроблення ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів у фермерських та колективних господарствах // держ. номер реєстрації 0110U003630 НУБіП України. –2012. – 192 с.

Приведены основные результаты научных исследований в соответствии выполненной разработки эффективных технологий транспортировки зерна от комбайнов в фермерских и коллективных хозяйствах.

Исследования, транспортно-логистические процессы, зерноуборочные комбайны, тракторные прицепы-перезружатели, автомобили-зерновозы, модели, эффективность, консалтинговый пакет, рекомендации.

Powered principal results of research performed in accordance with the development of efficient technologies for the transportation of grain from combines to farmers and collective farms.

Study, of transport and logistics processes, combine harvesters, trailers, cranes, car-grain model, efficiency consulting package recommendations.

УДК 658.51:631.172

**РОЛЬ І ЗАДАЧІ КАФЕДРИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ТА
ІНЖЕНЕРНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ ІМ. М.П. МОМОТЕНКА
У ВИРІШЕННІ ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

В.Д. Войтюк, доктор технічних наук

© В.Д. Войтюк, 2013

Козупиця, М.В. Сєнчев // Вісник НУБіП України. – 2012. – Вип. 170. – С. 123 – 131.

9. Фришев С.Г. Визначення раціональних параметрів технологічного ланцюга “зернові комбайни – причепи-перевантажувачі – автомобільні транспортні засоби” / С.Г. Фришев, С.І. Козупиця // Вісник НУБіП України. –2011. – Вип. 166 (3). – С. 203 – 211.

10. Фришев С.Г. Аналіз транспортно-виробничого процесу під час збирання зерна / С.Г. Фришев, С.І. Козупиця // Вісник Харківського навчального технічного університету. – 2010. – Вип. 12 (т. 24). – С. 56 – 61.

11. Осипенко В.В. Системно-аналітичний підхід до синтезу логістичних процесів збирання та транспортування зерна / В.В. Осипенко, С.Г. Фришев, С.І. Козупиця, М.В. Сєнчев // Вісник НУБіП України. – 2012. – Вип. 170. – С. 123 – 131.

12. Фришев С.Г., Козупиця С.І. Звіт про науково-дослідну роботу розроблення ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів у фермерських та колективних господарствах // держ. номер реєстрації 0110U003630 НУБіП України. –2012. – 192 с.

Приведены основные результаты научных исследований в соответствии выполненной разработки эффективных технологий транспортировки зерна от комбайнов в фермерских и коллективных хозяйствах.

Исследования, транспортно-логистические процессы, зерноуборочные комбайны, тракторные прицепы-перезружатели, автомобили-зерновозы, модели, эффективность, консалтинговый пакет, рекомендации.

Powered principal results of research performed in accordance with the development of efficient technologies for the transportation of grain from combines to farmers and collective farms.

Study, of transport and logistics processes, combine harvesters, trailers, cranes, car-grain model, efficiency consulting package recommendations.

УДК 658.51:631.172

**РОЛЬ І ЗАДАЧІ КАФЕДРИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ТА
ІНЖЕНЕРНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ ІМ. М.П. МОМОТЕНКА
У ВИРІШЕННІ ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

В.Д. Войтюк, доктор технічних наук

© В.Д. Войтюк, 2013

Приведено результати наукових досліджень науково-педагогічних працівників кафедри, направлених на підвищення ефективності експлуатаційних характеристик машинно-тракторного парку шляхом розробки нової системи технічного сервісу, його засобів і об'єктів, а також перспективи наукових досліджень і стратегія розвитку кафедри.

Наука, дослідження, кафедра, інновація, технічний сервіс.

Постановка проблеми. У зв'язку із формуванням в Україні сільськогосподарських підприємств (СГП) з надзвичайно широким діапазоном площ ріллі й ліквідацією системи «Сільгосптехніка», яка забезпечувала планово-запобіжну систему технічного обслуговування і ремонту (ТОР), зниженням енергозабезпеченості механізованих процесів та появою на ринку складної енергонасиченої техніки різних заводів-виробників, виникла потреба розроблення гнучкої системи технічного сервісу, яка була б здатна пристосуватися до нових умов експлуатації машин, засобів і об'єктів для проведення робіт з ТОР. З метою вирішення такої складної проблеми в 2001 році в структурі Технічного навчально-наукового інституту була створена кафедра технічного сервісу в АПК ім. М.П. Момотенка, яка в 2007 році була реорганізована в кафедру технічного сервісу та інженерного менеджменту.

Аналіз останніх досліджень. На протязі останніх десяти років науковцями кафедри, у складі Науково-дослідного інституту техніки і технологій, який об'єднав провідних науковців технічного навчально-наукового інституту, були виконані наступні госпдоговірні, бюджетні та ініціативні науково-дослідні роботи: «Розробити концепцію і обґрунтувати структуру технічного сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки в ринкових умовах» (номер ДР – 0100 У 002341), «Розробити і обґрунтувати сертифікаційні вимоги до сільськогосподарської техніки за результатами діагностування і статистичного контролю її якості та за альтернативною ознакою» (номер ДР – 0105 У 007496), «Настанова. Проведення робіт по оцінці залишкової працездатності сільськогосподарської техніки» (номер ДР – 0105 У 005900), «Розробити науково-методичні рекомендації щодо порядку нарахування збитків на простій сільськогосподарських машин» (номер ДР – 0106 У 008717), «Розробити стенд комплексної комп'ютерної діагностики стану двигунів внутрішнього згоряння мобільної сільськогосподарської техніки» (номер ДР – 0106 У 005710), «Розробити пересувну лабораторію для діагностування і контролю технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки» (номер ДР – 0108 У 001981), «Дослідити і розробити науково-методичні засади системи

інженерного забезпечення АПК» (номер ДР – 0107 У 012055), «Дослідження та розробка методів технічного обслуговування і відновлення сільськогосподарських машин з швидкозношувальними робочими органами» (номер ДР – 0111 У 007059). На їх основі були розроблена Настанова 29.3-37-75:2005 «Проведення робіт по оцінці залишкової працездатності сільськогосподарської техніки» [1] та рекомендації «Нормативи технологічної потреби у сільськогосподарській техніці» [2].

Мета досліджень. Підвищення ефективності механізованих сільськогосподарських процесів шляхом розроблення засобів і об'єктів сервісу та практичної реалізації системи технічного сервісу (ТС) сільськогосподарської техніки (СГТ), адаптованої до сучасних умов експлуатації машин.

Результати досліджень. В результаті проведених досліджень було встановлено, що стан технічного сервісу в Україні та за кордоном вказує на те, що виробничі системи ТС та використання СГТ в Україні характеризуються низьким рівнем взаємодії, недостатньою забезпеченістю СГП тракторами і сільськогосподарськими машинами, структура парку яких гальмує сталий розвиток аграрного виробництва.

Було визначено, що одним із найбільш раціональних шляхів підвищення готовності СГТ і ефективності роботи виробничої системи ТОР є своєчасність виконання обслуговуючо-ремонтних робіт та забезпечення показників якості відповідно до чинних стандартів. Для забезпечення ефективної експлуатації СГТ однією з найбільш актуальних є проблема раціонального розвитку техніко-технологічної бази ТС.

На підставі аналізу структурної перебудови галузі сільськогосподарського машинобудування доведена необхідність розробки державної концепції розвитку ТС СГТ, яка б забезпечила підвищення ефективності міжсистемної взаємодії підприємств з виготовлення техніки, сервісних формувань та СГП.

Науковцями кафедри (Мельник І.І., Войтюк В.Д., Демко А.А.) розроблено концепцію розвитку ТС СГТ [2-4], яка враховує міжсистемні взаємодії на державному, обласному (міжобласному) рівнях та на рівні підприємств (рис. 1-3).

Вказана структура передбачає взаємозв'язок між координатором ТС (Міністерством аграрної політики та продовольства України) з функціями державного регулювання взаємодії між системами виготовлення, обслуговування-ремонту СГТ та її використання, заводами-виробниками, закладами освіти і науки, інспекційними органами, формуваннями ТОР і споживачами техніки.

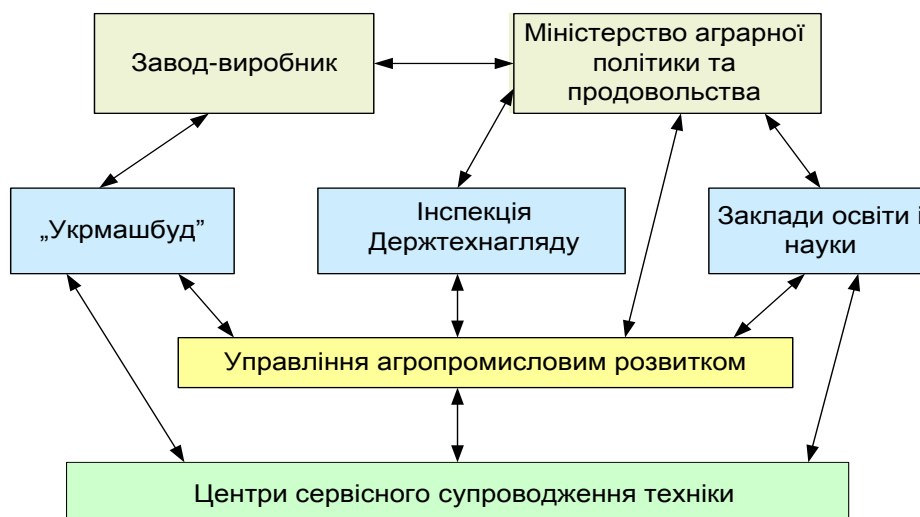


Рис. 1. Структура міжсистемних взаємодій на державному рівні.

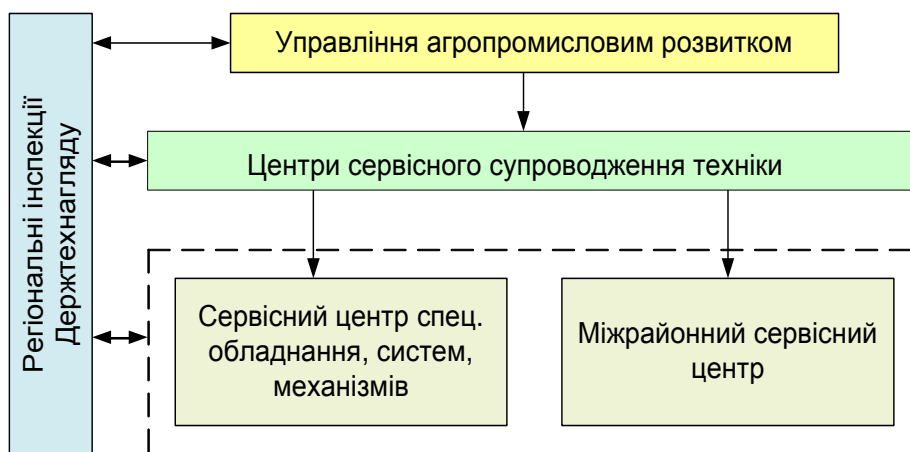


Рис. 2. Структура міжсистемних взаємодій на обласному (міжобласному) рівні.

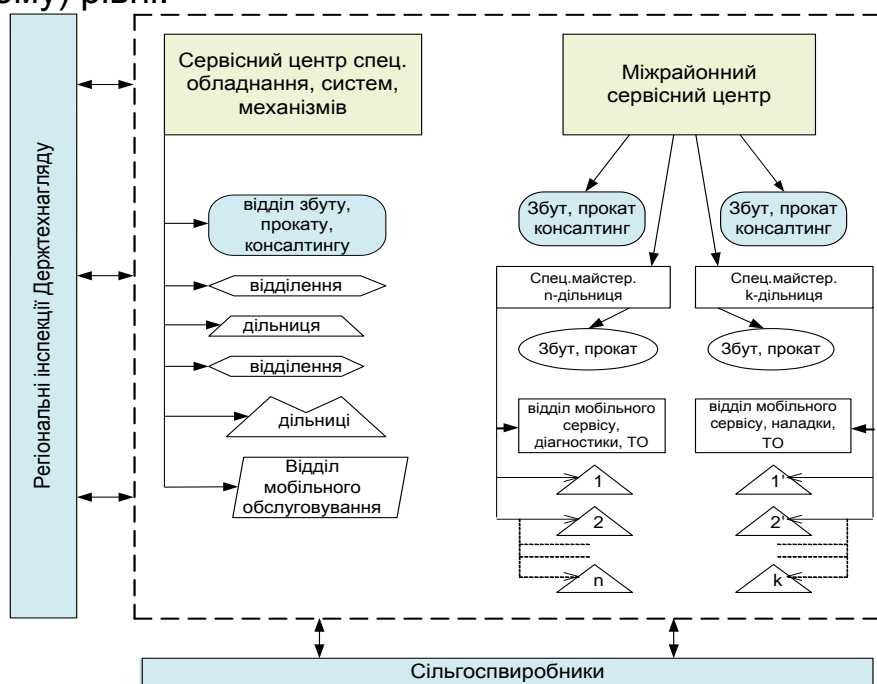


Рис. 3. Структура міжсистемних взаємодій на рівні підприємств.

Для забезпечення ефективних міжсистемних взаємодій на перспективу, на основі розробленої системи ТС визначена технологічна потреба СГП у техніці [5]. З цією метою в науковцями кафедри (Мельник І.І., Войтюк В.Д., Гречкосій В.Д., Бондар С.М., Шатров Р.В.) розроблено, а в подальшому вдосконалено, метод її розрахунку з урахуванням показників функціонування системи ТОР, зокрема коефіцієнта технічної готовності, як одного із показників якості системи ТОР. При розрахунку технологічної потреби СГП у техніці враховують: його природно-кліматичну зону, структуру посівних площ, площу угідь, а також використовувані технології. В методиці враховано площу ріллі СГП. Визначено, що для малих і середніх СГП пріоритетним є використання техніки переважно вітчизняного виробництва. Доведено, що для великих СГП та агрохолдингів слід використовувати переважно іноземну надпотужну техніку, аналоги якої не випускаються машинобудівними заводами України. Виходячи із цього, розрахунки потреби в техніці рекомендовано проводити як для вітчизняної, так і для іноземної техніки. Необхідною передумовою підвищення ефективності механізованих сільськогосподарських процесів є надійність СГТ. Для її забезпечення науковцями кафедри (Рубльов В.І., Войтюк В.Д.) були обґрунтовані сертифікаційні вимоги до СГТ за результатами діагностування і статистичного контролю її якості та за альтернативною ознакою [6-8]. Було проведено аналіз стану управління якістю і сертифікації сільськогосподарської техніки, стану сертифікації як складової управління якістю сільськогосподарської техніки. На основі проведеного аналізу розроблена методика досліджень щодо обґрунтування сучасних сертифікаційних вимог до СГТ та визначені методи оцінки якості сільськогосподарської техніки при її сертифікації.

Одним із перспектив розвитку системи ТС є перехід від планово-запобіжної системи ТОР до системи технічного обслуговування СГТ за результатами діагностування (за фактичним станом) або превентивне технічне обслуговування. Для її впровадження необхідна розробка засобів і об'єктів ТС, за допомогою яких було можливо реально оцінити стан вузлів і агрегатів СГТ.

Для виконання поставленої задачі науковцями кафедри (Войтюк В.Д., Демко А.А.) був розроблений стенд комплексної технічної діагностики ОК-1 (Рис.4-5) [9].

Стенд комплексної комп'ютерної діагностики ОК-1 працює на основі розробленої методики комплексної діагностики, що ґрунтується на теорії віброакустичної діагностики параметрів роботи агрегатів і вузлів енергонасиченої сільськогосподарської техніки,

встановлено діагностичні параметри, які необхідно визначати для реального оцінювання її технічного стану.

Цей стенд забезпечує віброакустичне і ультразвукове визначення геометричних координат розташування дефектів об'єкту за його ультразвуковим випромінюванням, а його стан вібрацією у визначеній зоні діагностування. Блок електроніки забезпечує комутацію, узгодження, посилення, фільтрацію, аналого-цифрове перетворення і введення вимірюваних даних у комп'ютер. Частота опитування кожного каналу – більше 70000 разів за секунду.

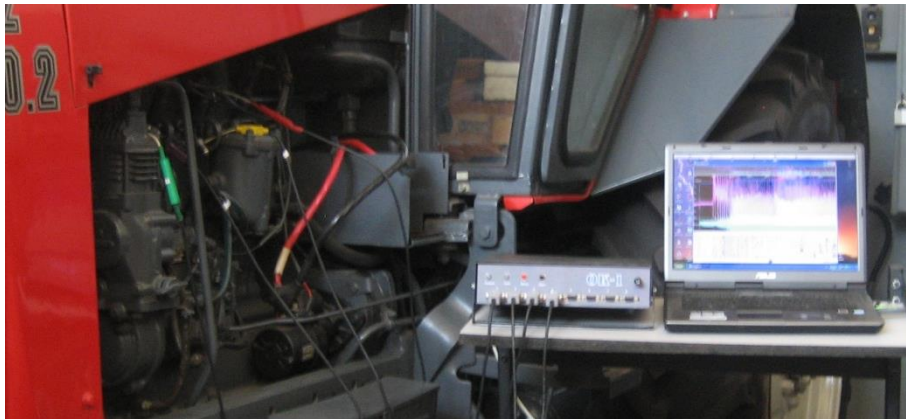


Рис. 4. Діагностування двигуна на стенді ОК-1.

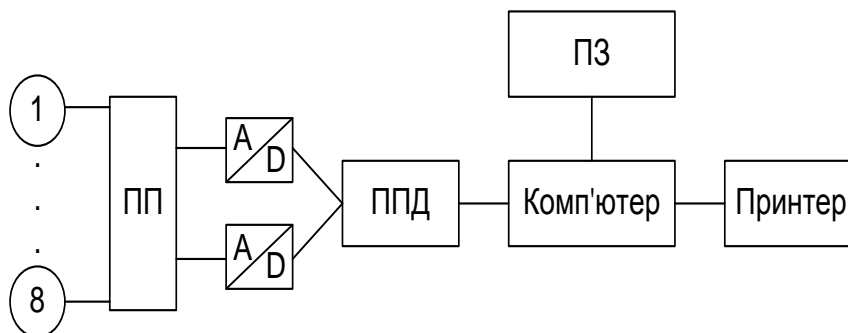


Рис. 5. Блок - схема ОК-1: 1-8-датчики; ПП–пристрій погоджувальний; A/D– аналогово-цифрові перетворювачі; ППД – пристрій передачі даних; ПЗ – програмне забезпечення.

Стенд ОК-1 забезпечує віброакустичне і ультразвукове визначення геометричних координат розташування дефектів об'єкту за його ультразвуковим випромінюванням, а його стан вібрацією у визначеній зоні діагностування. Блок електроніки забезпечує комутацію, узгодження, посилення, фільтрацію, аналого-цифрове перетворення і введення вимірюваних даних у комп'ютер. Частота опитування кожного каналу – більше 70000 разів за секунду. За допомогою стенда проводяться оцінки ступеня зносу двигуна і ходової частини, дефектів підшипників, стану конструкцій вузлів

пневматичних і гідравлічних систем, стану електричних ланцюгів і вузлів, стану свічок підігріву дизельних двигунів, визначаються абсолютна та відносна компресії (потужність) двигунів, динаміка тиску паливних насосів при впорскуванні та температурні показники двигунів. Експлуатаційні випробування стенда ОК-1, проведені сертифікованою лабораторією, показали, що дослідний зразок стенда відповідає вимогам до діагностичного обладнання і може бути використаний для оцінювання роботоздатності енергонасиченої сільськогосподарської техніки відповідно до вимог ISO. Для його ефективного використання розроблено технологію діагностування. З метою підвищення оперативності діагностування і покращення економічних показників розроблено, виготовлено і випробувано пересувну діагностичну лабораторію (ПЛ) (Рубльов В.І., Войтюк В.Д.) (рис. 6) [10]. Розроблено методику випробування ПЛ для діагностування і контролю технічного стану СГТ на предмет забезпечення безпеки роботи діагностичного обладнання та умов роботи оператора. Лабораторія пройшла експлуатаційні випробування у сертифікованій лабораторії. Економічна ефективність від впровадження ПЛ досягається завдяки усуненню втрат СГП на переїзди техніки до стаціонарних діагностичних пунктів. Доведено, що використання ПЛ укомплектованих стендом ОК-1, дає змогу перейти від планово-запобіжної системи ТОР до превентивної системи ТОР за фактичним станом техніки.



Рис. 6. Пересувна діагностична лабораторія.

За результатами діагностування стає можливим прогнозування технічного стану вузлів і агрегатів СГТ. На кафедрі (Войтюк В.Д., Рубльов В.І., Демко А.А.) розроблено метод прогнозування залишкової роботи здатності СГТ [11-12].

Даний метод враховує $\Delta\Pi$ - показник змінення параметра поверхонь спряжень за період припрацювання. У цей період шорсткість поверхонь може змінюватися на два класи, а твердість підвищуватися до чотирьох разів.

Доведено, що залишковий ресурс, який залежить від $\Delta\Pi$, у разі відомого напрацювання від початку експлуатації визначається із виразу:

$$t_3 = t_n \left(\left(\frac{Z_{gp} - \Delta\Pi}{3(t_n) - \Delta\Pi} \right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1 \right), \quad (1)$$

де t_i – напрацювання складової частини, яку перевіряють від початку її експлуатації до моменту діагностування; Z_{gp} – гранична зміна параметра стану; $Z(t_i)$ – зміна параметрів стану до моменту діагностування (після напрацювання t_i) одиниць вимірювального параметра; α – показник степеня функції змінення параметра стану.

У разі невідомого напрацювання від початку експлуатації для визначення залишкового ресурсу граничне і номінальне значення параметра, як і у попередньому випадку, визначається за результатами діагностування:

$$t_3 = (t_x + t_m) \left[\left(\frac{Z_{gp}}{Z_2} \right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1 \right], \quad (2)$$

де t_x – напрацювання від початку експлуатації до першої перевірки мото-год; t_m – міжконтрольне напрацювання (за час роботи між першою і другою перевірками), мото-год; Z_2 – зміна параметра від початку експлуатації до повторної перевірки.

Залишковий ресурс об'єкта діагностування для будь-якої довірчої вірогідності визначається показником

$$t_3 = t_n \left(\left(\frac{(Z_{gp} - \Delta\Pi)(B\sigma + 1)}{3(t_n) - \Delta\Pi} + B\sigma \right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1 \right), \quad (3)$$

де B – одна з характеристик розподілу залишкового ресурсу, залежна від довірчої вірогідності; σ - середньоквадратична похибка прогнозування.

Зважаючи на те, що роботи з ТОР мають проводитись вчасно і своєчасно, а також на те, що простій СГТ призводить до неминучих втрат врожаю, а також для вдосконалення взаємодій між системами виготовлення і використання техніки та з метою уточнення і подальшого розвитку «Методики обчислення вартості машино-дня та збитків від простою машин», затвердженої Постановою Кабінету Міністрів України від 12 липня 2004 р. № 885, на кафедрі (Войтюк В.Д.) розроблено методику нарахування збитків через

простій машин з технічних причин у гарантійний період їх експлуатації.

На протязі десяти останніх років на кафедрі (Рубльов В.І.) розроблені, на замовлення Департаменту інженерно-технічної політики Мінагрополітики України, наступні рекомендації: по контролю технічного стану плугів ПЛН-3, ПЛН-5 статистичними методами; контролю технічного стану культиваторів КПС-4 статистичними методами; контролю технічного стану сівалок СЗ-3,6 статистичними методами; контролю технічного стану тракторів типу ЮМЗ-80 статистичними методами; контролю технічного стану трактора типу МТЗ-80 статистичними методами; контролю технічного стану трактора типу ХТЗ-160 статистичними методами; контролю технічного стану доільної установки типу УДЕ-16 статистичними методами.

Значна увага приділяється питанням підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів (Демко А.А.). Був розроблений метод підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів Челенджер 647 з контролем і оптимізацією механічних втрат за молотаркою (агробудівельний альянс «Астра» с.м.т. Чабани Київської області та агрофірма «Світанок» с. Непедівка Козятинського району Вінницької області), а також метод контролю ефективності використання зернозбиральних комбайнів ПСП «Радівське» (Калинівський район Київська область).

На протязі всіх років існування на кафедрі проводиться підготовка фахівців вищої кваліфікації. За останнє десятиріччя на кафедрі професорами Мельником І.І., Михайловичем Я.М., Демидком М.О., Фришевим С.Г. підготовлено сім кандидатів технічних наук (Бондар С.М., Шатров Р.В., Сарана В.В., Мороз А.І., Бондарев С.І., Зубко В.М., Рубець А.М.), захищена одна докторська дисертація (Войтюк В.Д.).

Значна увага науково-педагогічними працівниками кафедри приділяється підготовці магістрів. Так у 2007 році дипломна робота студентки магістратури Клименко Т.С. (науковий керівник Войтюк В.Д.) на тему «Відновлення деталей методом термопластичної деформації» була визнана кращою серед студентів вищих навчальних закладів III-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики України за спеціальністю 8.091902 «Механізація сільського господарства».

Розроблений стенд комплексної діагностики і пересувна діагностична лабораторія на Міжнародних виставках «Агро-2008» і «Агро-2010» нагороджені Золотими медалями і дипломами Мінагрополітики України та Української академії аграрних наук в

номінації «За розробку і впровадження нових технологій ремонту й технічного обслуговування сільськогосподарської техніки».

Результати проведених вище наукових досліджень впроваджено Мінагрополітики України, ДП «Укргростандартсертифікація» і Державною інспекцією «Держтехнагляд» Мінагрополітики України, НАК «Укргролізинг», Яготинською і Катеринопільською районними Державними адміністраціями, ВЛП «Укргропостач», ТОВ «Агротехсервіс» та знайшли схвальний відгук на Міжнародних виставках: «ІнтерАГРО – 2005», «SIA – 2005, 2006», «АвтоТех Сервіс – 2006», «АГРО – 2004-2011», «Київська осінь та Україна зернова – 2006-2009».

Висновок. За останнє десятиріччя на кафедрі технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Момотенка були проведені та впроваджені у виробництво значна кількість інноваційних наукових розробок. Стратегія розвитку подальших інноваційних наукових розробок полягає у наступному. Для сталого розвитку системи технічного сервісу необхідно проведення досліджень, направлених на визначення взаємозв'язків між системами виготовлення, використання і обслуговування-ремонту СГТ. Вони мають враховувати обсяги формувань системи використання СГТ, її експлуатаційних характеристик і термін експлуатації. Ще одним із основних напрямків досліджень стане визначення вимог польових робіт до терміну обслуговуючо-ремонтних втручань з врахуванням агротехнологічних умов. Науковцями кафедри будуть проведені дослідження впливу біопалива на експлуатаційні характеристики енергонасиченої СГТ. Для достовірності і об'єктивності результатів випробувань СГТ будуть проведені дослідження в сфері управління якості техніки, її стандартизації та сертифікації. Особлива увага науковців кафедри буде зосереджена на активній популяризації інноваційних наукових розробок шляхом участі в виставках-продажах, науково-практичних конференціях, а також впровадженні їх в технологічні процеси виробництва сільськогосподарської продукції у дослідних господарствах НУБіП України. Все вищевказане можливо за умови системної роботи по підготовці магістрів дослідницького спрямування, аспірантів і докторантів.

Список літератури

1. *Проведення робіт по оцінці залишкової працездатності сільськогосподарської техніки:* Настанова 29.3-37-75:2005. Офіц. вид. – К.: М-во аграрної політики України, 2005. – 23 с. – (Нормативний документ Мінагрополітики України).
2. *Мельник І.І.* Про формування технічного сервісу в аграрно-промисловому комплексі України / *Мельник І.І., Войтюк В.Д., Демко А.А.* // Сільськогосподарські машини. – Луцьк: ЛДТУ, 2000. – Вип. 7. – С. 101–109.

3. Мельник І.І. Концепція формування технічного сервісу в АПК / Мельник І.І., Войтюк В.Д., Демко А.А. // Механізація сільського господарства. – К.: НАУ, 2000. – Т. VIII. – С. 313–315.
4. Сидорчук О.В. Взаємодії між системами виготовлення, використання, обслуговування та ремонту сільськогосподарської техніки / О.В. Сидорчук, В.Д. Войтюк // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Глеваха, 2012. – Вип. 96. – С 525–532.
5. Нормативи технологічної потреби у сільськогосподарській техніці/ [Войтюк В.Д., Мельник І.І., Бондар С.М., Шатров Р.В. та ін.] // Рекомендації до застосування в галузі аграрного виробництва, «MILANIK», 2009. – 287 с.
6. Рубльов В.І. Принципи формалізації планів статистичного контролю сільськогосподарської техніки по альтернативній ознаці / В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2006. – Вип. 46. – С. 33–39.
7. Рубльов В.І. Реалізація сучасних стандартів управління якістю на основі технологічних принципів організації технічного сервісу / В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2007. – Вип. 59, т. 2. – С. 497–502.
8. Рубльов В.І. До аналізу методологічної основи технічної експертизи сільськогосподарської техніки / В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк // Вісник Львівського національного університету. Серія: Агроінженерні дослідження. – Львів, 2008. – №12. – Т. 1. – С. 119–124.
9. Техническая диагностика транспортных средств / Коновалов А.И., Лукьяненко О.Н, Войтюк В.Д., и др. – Киев-Нежин: Аспект-полиграфия, 2010. – 120 с.
10. Рубльов В.І. Пересувна лабораторія діагностування мобільної сільськогосподарської техніки / В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк, І.М. Ничай // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 1. – С. 261–267.
11. Войтюк В.Д. Методика визначення технічного стану машин / В.Д. Войтюк, А.А. Демко, Р.Я. Якимів // MOTROL. – Lublin, ТЕКА VII. 2007. – Т. 9А. – С. 132–137.
12. Методологія визначення залишкового ресурсу сільськогосподарської техніки / [Войтюк В.Д., Рубльов В.І., Демко А.А., Якимів Р.Я.] // Техніка АПК. – 2006. – № 6-7. – С. 14–18.

Приведены результаты научных исследований научно-педагогического коллектива кафедры, направленных на увеличение эффективности эксплуатационных характеристик машинно-тракторного парка путем разработки новой системы технического сервиса, его средств и объектов, а также перспективы научных исследований и стратегия развития кафедры.

Наука, исследования, кафедра, инновация, технический сервис.

The results of scientific research and teaching staff of the department aimed at improving the efficiency of performance tractor fleet by developing a new system of technical service, its facilities and objects

as well as the prospects for research and development strategy for the department.

Keywords: *science, research department, innovation, technical service.*

УДК 539.3

К ВОПРОСУ АКТИВИЗАЦИИ ДАЛЬНЕГО ТРАНСПОРТА ЖИДКОСТИ И ВОЛНООБРАЗОВАНИЙ В ПРОВОДЯЩИХ ПУТЯХ ВЫСШИХ РАСТЕНИЙ

***Д.Г. Войтюк, член-корреспондент НААН
Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол,
кандидаты технических наук***

Приведено физико-механическое обоснование активации дальнего транспорта жидкостей и волнообразований в проводящих путях высших растений. Течение жидкостей (ксилемного и флоэмного сока) обеспечивается механическими факторами и усиливается под воздействием электромагнитного излучения крайне высокочастотного КВЧ-диапазона (с несущей частотой $f = 60\text{ГГц}$).

Влияние, электромагнитоакустоупругость, излучения, крайне высокочастотный диапазон, жидкости, волнообразования, проводящие пути, высшие растения.

Постанова проблемы. Известно, что дальний транспорт жидкости в высших растениях обеспечивается специальными проводящими путями, которые проходят от корней растений по стеблям и стволам до листьев, цветов, плодов и других органов, обеспечивая доставку воды и питательных веществ из почвы (т.н. ксилемные пути). Продукты фотосинтеза транспортируются от листьев к растущим и запасующим органам по параллельно расположенным флоэмным путям. Течение жидкости (ксилемного и флоэмного сока) обеспечивается следующими механическими факторами: гидростатическим и осмотическим давлением, испарением и секрецией воды, гидродинамическим взаимодействием различных подсистем и органов. Механизмы транспорта жидкостей в растениях окончательно не выяснены и до сих пор составляют предмет экспериментальных и теоретических

© Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол, 2013

as well as the prospects for research and development strategy for the department.

Keywords: *science, research department, innovation, technical service.*

УДК 539.3

К ВОПРОСУ АКТИВИЗАЦИИ ДАЛЬНЕГО ТРАНСПОРТА ЖИДКОСТИ И ВОЛНООБРАЗОВАНИЙ В ПРОВОДЯЩИХ ПУТЯХ ВЫСШИХ РАСТЕНИЙ

***Д.Г. Войтюк, член-корреспондент НААН
Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол,
кандидаты технических наук***

Приведено физико-механическое обоснование активации дальнего транспорта жидкостей и волнообразований в проводящих путях высших растений. Течение жидкостей (ксилемного и флоэмного сока) обеспечивается механическими факторами и усиливается под воздействием электромагнитного излучения крайне высокочастотного КВЧ-диапазона (с несущей частотой $f = 60\text{ГГц}$).

Влияние, электромагнитоакустоупругость, излучения, крайне высокочастотный диапазон, жидкости, волнообразования, проводящие пути, высшие растения.

Постанова проблемы. Известно, что дальний транспорт жидкости в высших растениях обеспечивается специальными проводящими путями, которые проходят от корней растений по стеблям и стволам до листьев, цветов, плодов и других органов, обеспечивая доставку воды и питательных веществ из почвы (т.н. ксилемные пути). Продукты фотосинтеза транспортируются от листьев к растущим и запасующим органам по параллельно расположенным флоэмным путям. Течение жидкости (ксилемного и флоэмного сока) обеспечивается следующими механическими факторами: гидростатическим и осмотическим давлением, испарением и секрецией воды, гидродинамическим взаимодействием различных подсистем и органов. Механизмы транспорта жидкостей в растениях окончательно не выяснены и до сих пор составляют предмет экспериментальных и теоретических

© Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол, 2013

исследований. В частности, активно исследуются волнообразования, сопровождающие дальним транспортом жидкости, электрохимическая сигнализация, концентрационные волны, акустоэлектромагнитные явления и ряд других механических и биофизических процессов. Многие физические явления связаны с особенностями распространения, отражения и рассеивания волн в заполненных жидкостью трубках и пористых материалах и требуют своего дальнейшего детального исследования, а также выявления физических механизмов, лежащих в их основе. Кроме того, актуальной является и систематизация существующих экспериментальных и математических моделей, связанных с волновыми процессами и дальним транспортом жидкости в растениях, а также обоснование акустоэлектромагнитотермовязкоупругой природы процессов, активирующих (стимулирующих) дальний транспорт жидкости и сопутствующие ему волновые процессы в проводящих путях высших растений.

Анализ последних исследований. Роль ксилемных путей в дальнем транспорте жидкости в высших растениях изучена в [1]. Механические факторы, обеспечивающие течение жидкостей (ксилемного и флоемного сока) описаны в [2]. Особенности распространения, отражения и рассеивания волн в заполненных жидкостью трубках и пористых материалах исследованы в [3 - 8].

Результаты указанных выше работ будут использованы в данном исследовании.

Цель исследования состоит в обосновании физических механизмов, лежащих в основе дальнего транспорта жидкости и волнообразований в проводящих путях растений, имеющих акустоэлектромагнитотермовязкоупругую природу.

Результаты исследования. Известные и возможные физические механизмы дальнего транспорта жидкости в высших растениях. Проводящие пути ксилемы, образованные пучками параллельных трубок с диаметром $d \sim (10 \dots 800) 10^{-6} \text{ м}$, расположенными торец к торцу и имеющими проницаемые стенки, обеспечивают восходящий ток жидкости от корней к верхушке растения. Движущей силой ксилемного транспорта является градиент водного потенциала Ψ (химически потенциал воды) в направлении корень-листья. Водный потенциал определяется [9] молярной концентрацией воды C_w и растворенных в ней веществ C_j , а также гидростатическим давлением p : $\Psi = (C_w, C_j, p)$. Для определения водного потенциала используется соотношение:

$$\Psi = \frac{\mu - \mu_0}{V_w}, \quad (1)$$

где μ, μ_0 – химические потенциалы раствора и чистой воды,

V_w – парциальный молярный объем воды, который для разбавленных растворов, подобных ксилемному соку, при заданной температуре можно положить постоянным $V_w = 18 \text{ см}^3/\text{моль}$.

Для приращения $d\mu$ из термодинамики можно получить [2]:

$$d\mu = (p - \sum_j d\Pi_j - d\Psi_m)V_w, \quad (2)$$

где Π_j – параллельное осмотическое давление, создаваемое, j – й компонентой растворенного вещества,

Ψ_m – матричный потенциал, обусловленный взаимодействием воды с внутренней поверхностью клеточных стенок и капиллярными явлениями. Интегрирование последнего соотношения (2) приводит к следующему выражению для водного потенциала:

$$\Psi = p - \Pi - \Psi_m. \quad (3)$$

Противоположную по знаку величину $F_s = -\Psi$ принято называть сосущей силой растения [9]. При обсуждении возможных движущих сил дальнего транспорта жидкости в разное время рассматривались нагнетающее действие живых клеток, капиллярные силы, атмосферное давление и другие [10]. В корневой системе происходит осмотическое накачивание воды из почвы, в результате чего гидростатическое давление на нижнем конце ксилемных путей повышается. В листьях вследствие испарения жидкости давление и осмотический потенциал снижаются. Таким образом, градиент водного потенциала $\nabla\Psi$ вдоль системы ксилемных сосудов является основной движущей силой дальнего транспорта воды и растворенных в ней минеральных и органических компонент по ксилемным проводящим путям растения. Распределение величины Ψ вдоль стебля ветвей и листьев растения носит сложный характер и определяется балансом воды в растении. Так, распределение осмотического потенциала в ксилемных сосудах и в клетках основной ткани (паренхиме) различно и варьирует в разных междоузлиях [11], что можно зафиксировать по периодическим изменениям диаметра отдельных междоузлий. Поскольку диаметр ксилемных сосудов меньше капиллярной постоянной (высота подъема жидкости в капиллярной трубке, умноженная на радиус трубки) для растительного сока, капиллярные явления играют немаловажную роль в транспорте жидкости у растений, однако, в связи с трудностями в экспериментальных измерениях, часто полагают $\Psi_m = 0$.

Дальний транспорт углеводов – основного компонента роста растений – протекает по флоэме, состоящей из ситовидных трубок – вытянутых проводящих элементов с живым клеточным содержимым, расположенных торцом к торцу и образующих длинные

трубки с пористыми поперечными перегородками – ситовидными пластинками. Флоэмный транспорт идет в направлении от фотосинтезирующих листов к растущим листьям, цветкам, плодам и корням растения. По мере продвижения жидкости происходит обмен аминокислотами и азотистыми соединениями между ксилемными и флоэмными проводящими элементами [12]. Движущие силы флоэмного транспорта до конца не исследованы. В качестве возможного механизма была предложена гипотеза, связанная с наличием градиента концентрации осмотически активных веществ во флоэме, однако вплоть до настоящего времени взаимосвязь гидродинамических и осмотических факторов во флоэмном транспорте является предметом интенсивных исследований, в том числе в рамках моделей механики сплошных сред [13 - 17]. В фотосинтезирующих листьях высокая концентрация углеводов обеспечивает осмотическое накачивание воды в ситовидные трубки. В растущих органах, активно потребляющих углеводороды, которые идут на синтез новых клеточных стенок и рост, низкая концентрация обуславливает малое осмотическое давление. Таким образом, создается градиент гидростатического давления вдоль флоэмных путей, что обеспечивает массоперенос в направлении от источников углеводов к стокам (потребителям). В качестве дополнительных механизмов транспорта жидкости рассматривается электроосмос, перистальтические волны в транспортных микротрубочках ситовидных пластинок, концентрационные волны [13 - 16].

По мере перемещения вдоль проводящего элемента ксилемный и флоэмный соки могут перетекать в радиальном направлении, от одного элемента к другому, через пористые клеточные стенки и от клетки к клетке через специальные поры в клеточных стенках – плазмодесмы. Флоэмный сок может перемещаться вдоль ситовидных трубок в противоположных направлениях, поступая вниз – и нижерасположенные органы в соответствии с динамикой активных конкурирующих источников и стоков углеводов в фотосинтезирующем растении. Соотношение между проводимостью трубок проводящей системы в радиальном L_r и аксиальном L_x направлениях по данным измерений [18] составляет $L_r/L_x \sim 10^{-6}$.

Эффективность дальнего транспорта жидкости определяется гидравлической проводимостью проводящих путей на единицу длины $L_h = Q/|\vec{V}p|$, где Q – объемный расход, $|\vec{V}p|$ – модуль градиента давления. Выражение для скорости течения \vec{V} при этом примет вид [9]:

$$\vec{V} = \frac{L_h}{S} - \vec{\nabla}p + \delta \vec{\nabla}\Pi + \vec{\nabla}\Psi_m \quad (4)$$

где $\delta \in [0, 1]$ – коэффициент отражения, характеризующий проницаемость стенок проводящих путей и тканей для растворенных веществ;

S – площадь поперечного сечения проводящих путей;

$\vec{\nabla}\Psi_m$ – градиент матричного потенциала, обусловленный взаимодействием воды с внутренней поверхностью клеточных стенок и капиллярными явлениями.

Выражение (4) может быть переписано в виде, удобном при решении задач, путем использования соотношения между осмотическим давлением Π концентрацией C осмотически активных веществ с молярной массой M_c (уравнение Вант-Гоффа): $\Pi = RT C/M_c$, где R – универсальная газовая постоянная, T – абсолютная температура вещества. Матричная компонента движущей силы в силу трудностей в точной ее оценке редко используется при решении конкретных задач и поэтому полагается равной нулю [9] (хотя это некорректно!). При интенсивной транспирации жидкости осмотической компонентой потока пренебрегают по сравнению с гидростатической. Гидравлические соотношения записываются с учетом равенства объемного расхода жидкости, транспортируемой по проводящей системе и испаряемой с полной листовой поверхностью площадью Σ с интенсивностью E : $Q = E\Sigma$, откуда $\delta p = E\Sigma/(L_{in} + L_s)$, где L_s, L_{in} – сопротивление движению водяного пара со стороны слоя воздуха у наружной поверхности листовой пластинки и внутри пластинки, δp – разница давления водяного пара внутри листа (на поверхности межклеточных полостей) и в воздухе [19]. При этом влажность воздуха над испаряющей поверхностью внутри листа зависит от влажности воздуха в приповерхностном слое и окружающей среде и может сильно отличаться от насыщающей влажности [20]. Для решения задач при этом используются данные о скорости транспирации различных растений при разных условиях (освещенность, доступность влаги и др.).

Пространственно-временная эволюция волнообразований, возникающих в растениях, возможные физические механизмы, лежащие в основе таких феноменов.

Волны давления и концентрационные волны в ксилеме, электромагнитные волны во флоэме, акустические волны в тканях растений, акустическая эмиссия схлопывающихся пузырьков при газовой эмболии проводящих путей, - все подобные явления рассматриваются как возможные механизмы коммуникации в растениях. Растения непрерывно подвергаются термодинамическим

воздействиям: освещение и нагрев, ветровая нагрузка, сезонные изменения функциональной активности и массы и др. Растения отвечают на внешние физико-химические стимулы, на излучения электромагнитных волн (различных частотных диапазонов), они способны воспринимать гидростатическое давление, механические напряжения в тканях, гравитацию, волны электромагнито-термовязкоупругого происхождения (физической природы), акустические поля (различных частотных диапазонов).

Гравитационная реакция растений связана с дифференцированным удлинением клеток, а также образованием механических тканей, обеспечивающих устойчивость растения. Помимо общепризнанного механизма гравичувствительности, связанного с оседанием частиц крахмала в цитоплазме клеток (starch-statolith hypothesis), в литературе обсуждается возможная роль индуцированных гравитацией концентрационных волн [21 - 23]. Волновые процессы могут модифицировать перенос гормональных сигналов, которые регулируют рост и развитие растения, обеспечивая тем самым постоянную коммуникацию между его отдаленными органами [24]. Корни растений подвержены влияниям периодических изменений концентрации воды [25, 26], кислорода [27], минерального состава [28] и плотности [29] почвенного раствора. Водный дефицит приводит к быстрым изменениям испарения воды, гидравлической проводимости и роста растения, что связывают с передачей химических сигналов в виде концентрационных волн, распространяющихся от корней к верхушке растения [30 - 32].

Экспериментально был зафиксирован быстрый ксилемный транспорт флуоресцирующего маркера, нанесенного на черешок свежесрезанного листа, к неповрежденным листьям того же растения [33]. Конвективный перенос сигнальных молекул, указывающих на дефицит воды в почве, от корней растений к листьям, изучен достаточно хорошо [34 - 36], но в некоторых растениях гидродинамическая сигнализация предшествует химической [37], причем как у низкорослых растений, так и у деревьев [38], изменение гидравлической проводимости листьев наблюдается через несколько минут после изменения состава почвенного раствора [39], а также после иных внешних воздействий [40 - 43]. Электрические сигналы передаются в растениях в виде потенциала действия, который распространяется в виде одиночной волны или нескольких повторных импульсов, распространяющихся вдоль проводящих путей.

Скорость распространения электрических импульсов у разных растений варьирует от 0,2 м/с до 2 м/с [43, 44]. При надрезе растения

химические компоненты выделяющиеся в месте ранения, обнаруживаются в удаленных органах и тканях, причем в их переносе можно выделить конвективный перенос со скоростью 10 – 15 мм/с и волновой скоростью 300мм/с [31]. Наличие активных механизмов транспорта и регуляции транспирации и насыщения тканей водой на уровне целого растения приводит к появлению нестационарных режимов течения. Непрерывная регистрация величины Ψ при различных экспериментальных условиях показывает наличие коротко- и длинноволновых колебаний [45].

Экспериментально показано, что поглощение корнем воды из почвы и движение ксилемного сока носят автоколебательный характер [46]. Короткопериодические ($T \sim 15 - 80$ мин) колебания параметров водного обмена растения при неизменных внешних условиях обнаружены для многих растений и могут быть объяснены системой обратной связи между фотосинтезом в листьях и корневым дыханием [47]. При изменении осмотического давления раствора зафиксированы связанные с изменением Π быстрые изменения диаметра стеблей погруженных в раствор растений [47]. Реакция растения проявлялась при малых ($\sim 0,01$ м) изменениях концентрации C осмотически активного вещества, увеличивалась с ростом C и опережала биоэлектрическую реакцию, которая проявлялась только при $C \sim 0,3 - 0,5$ м. Волна, связанная с изменением диаметра стебля, распространялась со скоростью $V \sim 10^{-1} - 1$ м/с, значительно превышающей скорость движения жидкости $\sim 10^{-4}$ м/с, поэтому в качестве возможного механизма столь быстрой реакции рассматривалось распространение волн в системе, состоящей из заполненного жидкостью пористого каркаса проводящих путей растения [48].

Гидродинамические явления, связанные с распространением волн по проводящим путям и связанным с ними пористым каркасом основной ткани растений, остаются практически не исследованными к настоящему времени. Вместе с тем, многие экспериментаторы предлагают те или иные гидродинамические явления для объяснения наблюдавшихся феноменов, связанных, например, с восстановлением проводимости ксилемы после газовой эмболии путем вытеснения воздушного пузырька в смежные с проводящими путями области [49, 50]. Схлопывание пузырьков приводит к появления акустических волн, распространяющихся по проводящей системе растения. В частности, при замораживании срезанного растения или его частей можно зафиксировать появление акустической эмиссии, интенсивность которой возрастает при

увеличении насыщенности образца водой и появляется при $t^{\circ}\text{C} = -14,5 - -4,5^{\circ}\text{C}$ [51 - 53].

Поскольку эмболизация сосудов может быть создана искусственно на заданном участке проводящей системы [54], параметры эмиссии могут использоваться для определения характеристик материала (древесины) после решения соответствующей обратной задачи [51, 52].

Акустическая эмиссия сопровождает также эмболизацию проводящих путей при резкой дегидратации растительных материалов [55]. При этом величина водного потенциала, вызывавшего кавитацию газовых пузырьков ксилемных путях листа растений составила $\Psi = -0,94 \pm 0,09 \text{ МПа}$, что отличалось по резкому увеличению интенсивности I_a акустической эмиссии (с выходом кривой $I_a(\Psi)$ на насыщение при $\Psi \sim -(1,4 - 1,6) \text{ МПа}$).

Исследование подобных вопросов крайне актуально, поскольку задача об определении параметров древесины, важных для ее промышленной заготовки, без предварительного повреждения растения (неинвазивные методы), в настоящее время однозначно не решена. При этом полезную информацию можно было бы получить на основании исследования характеристик распространения акустических волн по стволу (стеблю) растения. Аналогичные неразрушающие методы (ультразвуковая дефектоскопия) широко используются в медицине для исследования структуры костей и диагностики, причем основаны они на моделях механики сплошных сред, где кости рассматривается как твердый пористый материал, насыщенный жидкостью [56]. Известен также и обратный феномен – возникновение акустических колебаний в ответ на механическое нагружение кости [57]. Поскольку древесина также относится к классу пористых водонасыщенных твердых биологических материалов, имеет смысл рассмотреть аналогичные феномены, связанные с распространением волн в материале и проводящей системе. С точки зрения механики растительные материалы представляют собой двухфазные сплошные среды, состоящие из упругодеформируемого пористого каркаса клеточных стенок и заполняющей поры каркаса несжимаемой вязкой жидкости [58, 59]. Наличие проводящих элементов, ориентированных продольно (в корнях растений), продольно и радиально (в стволах и побегах) или образующих сложные разветвленные водопроводящие системы (в листьях и стеблях) [16, 59 - 62] обуславливает определенный тип анизотропии материала, который может быть выявлен путем измерения акустических параметров материала.

Известно, что под действием сильной ветровой нагрузки происходит закручивание стволов и ветвей деревьев, растущих в открытой местности, и вместо продольных образуются спирально закрученные проводящие элементы (spiral grooves), которые определяют винтовую анизотропию [63]. Древесина таких растений непригодна для промышленного использования и наличие такого типа анизотропии может быть выявлено с помощью акустических методов.

Регистрация параметров отраженных и поглощенных растительным материалом акустических волн позволяет выявить наличие личинок [64] и уровень деградации материала [65]. Живущие на растениях организмы используют акустические сигналы для коммуникации, и при исследовании этих явлений также возникают задачи о распространении специфических акустических сигналов в водонасыщенных пористых материалах [66]. Исследование волновых явлений, возникающих при циклически меняющемся внешнем давлении, приложенной к корневой системе растения в камере давления (т.н. воздушная бомба), позволит предложить новые методики определения структуры и функций растительных тканей [67].

Для исследования гидравлической сигнализации и волновых явлений в растениях предложены различные математические модели.

Математические модели движения жидкости в растениях.

Наиболее простые модели движения жидкости в стеблях и стволах растений связаны с одномерным движением вязкой несжимаемой жидкости по последовательной системе камер (трубок) с различными гидравлическими сопротивлениями $Z = Z_1 + iZ_2$, где Z_1 и Z_2 характеристики трубок, описывающие их сопротивление течению жидкости и способность накапливать транспортируемую жидкость за счет радиального притока-оттока ($i^2 = -1$). Подобные гидродинамические модели используются для описания движения ксилемного сока по вытянутым неразветвленным проводящим путям корней и стеблей растений [68].

Для обработки результатов измерений гидравлических характеристик стволов, веток, стеблей, корней, черешков и цельных листовых пластинок, используется представление о стационарном течении жидкости и формула Пуазейля в виде:

$$Q = |\vec{\nabla}p|L_h, L_h = \frac{\pi R^4}{8\eta L} \quad (5)$$

где R и L – радиус и длина проводящего элемента, рассматриваемого как цилиндр кругового сечения, $\eta \sim 1,01 \text{ сПа}$ – вязкость растительного сока ($1 \text{ сПа} = 10^{-3} \text{ Па с}$). Гидравлическая проводимость проводящих путей, рассчитанная по этой формуле, согласуется с результатами многочисленных измерений [69]. Для одиночной трубки наличие пористых поперечных пластинок в ксилеме и ситовидных полей во флоэме может быть учтено путем использования в формуле Пуазейля вместо L_h величины $L_h^j = L_h/\varepsilon$, причем для флоэмной трубки $\varepsilon = 24$ [13], для ксилемы лиан $\varepsilon = 2,04$ [69]. В (5) Q – секундный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$.

В простейших гидродинамических моделях ксилема растения часто рассматривается в виде вертикальной трубки кругового сечения с непроницаемыми стенками (рис.1). Система уравнений, описывающая стационарное движение жидкости в связанной с трубкой цилиндрической системе координат, имеет вид:

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} - \rho g = 0, \quad (6)$$

где ρ, g – плотность жидкости и ускорение свободного падения;

η – динамическая вязкость жидкости;

V_x – скорость вдоль оси Ox течения жидкости;

p – давление.

Граничные условия суть:

$$V_x|_{r=R} = 0, \quad 2\pi \int_0^R V_x r dr = Q, \quad p|_{x=0} = p^+, \quad p|_{x=L} = p^-, \quad (7)$$

где p^\pm – давление на нижнем и верхнем концах трубки, которые можно считать постоянными при заданных внешних условиях, а можно связать с дополнительными параметрами, описывающими стационарный поток жидкости на границах почва-корень и лист-воздух.

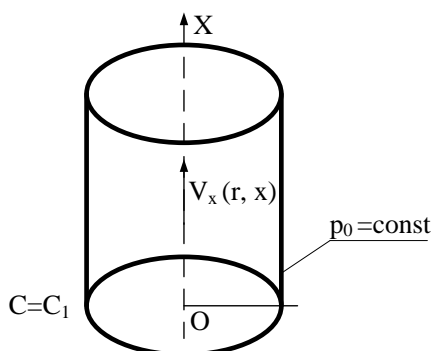


Рис. 1. Проводящий элемент, окруженный растительным материалом.

Замкнутая система уравнений модели осевого течения растительного сока по цилиндрической флоэмной трубке представлена уравнением баланса массы и импульсов:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} \right) \end{cases} \quad (8)$$

и уравнением диффузии для растворенной компоненты с концентрацией C :

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (V_x C) = D_c \frac{\partial^2 C}{\partial x^2}, \quad (9)$$

где D_c – коэффициент диффузии растворенного вещества в жидкости (растительном соке).

Для замыкания системы (8) – (9) используется представление о динамическом равновесии между гидростатическим P и осмотическим Π давлением в трубке и гидростатическим давлением p_0 в окружающих тканях (рис. 2):

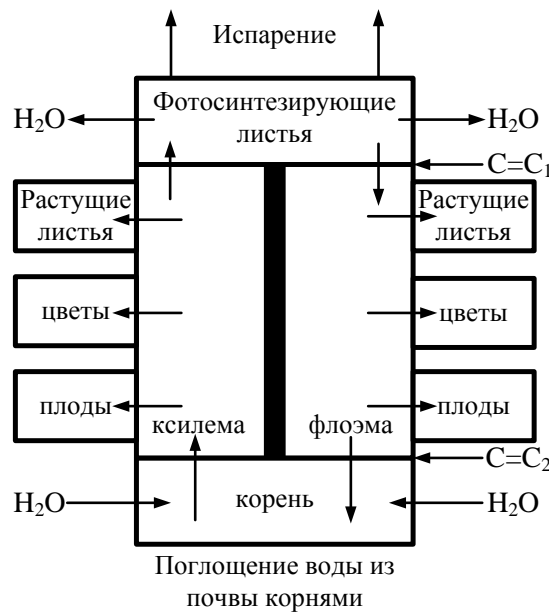


Рис. 2. Схема дальнего транспорта жидкости в растении.

$$p = \Pi + p_0 \quad (10)$$

а также уравнением Вант-Гоффа для осмотического давления в разбавленном растворе:

$$\Pi = \frac{\tilde{R}T}{M_c} C, \quad (11)$$

где M_c – молярная масса углеводов;

\tilde{R} – универсальная газовая постоянная;

T – температура ($^{\circ}K$).

На базе приведенной модели исследовалось стационарное течение флоэмного сока для случая $R/L \ll 1$, $V_x = V_x(t, r)$ [13] и распространение малых возмущений [15] как возможный механизм быстрой коммуникации и передаче информации в растениях [70].

Численные расчеты по (8) – (11) с использованием параметров, характерных для растительных тканей, показывают, что скорость распространения возмущений лежит в диапазоне (20 - 60)м/с, что согласуется с данными экспериментальных измерений [46 - 48].

Осреднение уравнений (8) – (11) по координате приводит к нульмерной модели, интегрирование уравнений которой позволяет получить соотношения между давлением, объемным расходом и концентраций осмотически активных веществ в различные моменты времени.

Для осесимметричного движения однородной вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрическом проводящем элементе обобщение системы (8) – (11) имеет вид:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{\partial V_x}{\partial x} = -q \quad (12)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r} (V_r C) + \frac{\partial}{\partial x} (V_x C) = \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} \right] D_r + D_x \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} \quad (13)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_r}{\partial x} = -\frac{RT}{\rho M_c} \frac{\partial c}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial x^2} \right) \quad (14)$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_x}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} = -\frac{RT}{\rho M_c} \frac{\partial c}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} \right) \quad (15)$$

где q – скорость оттока жидкости в окружающие проводящий элемент ткани;

D_r, D_x – коэффициенты диффузии в радиальном направлении и в направлении оси ОХ, соответственно;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

Для исследования транспорта жидкости в целом растении модель (12) – (15) является более реалистичной, поскольку по мере продвижения жидкости по проводящей системе часть ее оттекает через проницаемую стенку проводящих элементов в окружающие пористые ткани, где она поглощается растущими клетками и испаряется в окружающую среду (рис. 2). Одна из вариаций модели (12) – (15), связанная с заменой (14), (15) уравнениями фильтрации жидкости в пористом растительном материале, была исследована в [71].

Общая трехмерная постановка связанной задачи о движении жидкости по трубкам с пористыми стенками и дальнейшей ее фильтрации в окружающем трубку пористом материале была предложена в [72]. При этом произвольный объем материала можно представить как совокупности взаимосвязанных микроциркуляторных ячеек образованных отдельным проводящим элементом и окружающим его объемом пористого материала, в котором транспорт жидкости и растворенных компонент обеспечивается этим проводящим элементом.

Для определенности выбираем декартовую систему координат (x, y, z) и считаем, что проводящий элемент и пористый материал занимают области:

$$V_1 = \{x \in [0, L], y \in [-a, a], z \in [-h, h]\} \text{ и}$$

$$V_2 = \{x \in [0, L], y \in [-H, -a[U]a, H], z \in [-h, h]\}$$

Математическая модель включает уравнения неразрывности, закон Дарси и уравнения диффузии для концентраций C и b растворенного вещества в областях V_1 и V_2 , соответственно:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0, \quad U = -\frac{K_x \partial p}{\mu \partial x}, \quad V = -\frac{K_y \partial p}{\mu \partial y}, \end{array} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(CU) + \frac{\partial}{\partial y}(CV) + \frac{\partial}{\partial z}(CW) = D_c \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right) \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad u = -\frac{k_x}{\mu} \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} - \zeta \frac{\partial \pi}{\partial x} \right), \quad v = -\frac{k_y}{\mu} \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial y} - \zeta \frac{\partial \pi}{\partial y} \right) \end{array} \right. \quad (18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial b}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(bu) + \frac{\partial}{\partial y}(bv) + \frac{\partial}{\partial z}(bw) = D_b \left(\frac{\partial^2 b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 b}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 b}{\partial z^2} \right) \end{array} \right. \quad (19)$$

где (U, V, W) и (u, v, w) – компоненты скорости движения воды;

p, \tilde{p} – гидростатические давления;

(K_x, K_y, K_z) и (k_x, k_y, k_z) – проницаемость в направлении соответствующий оси координат для областей V_1 и V_2 ;

π – осмотическое давление в области 2;

$D_{b,c}$ – коэффициент диффузии растворенного вещества в средах;

q_b – скорость поглощения растворенного вещества клетками;

ζ – коэффициент избирательности, характеризующий проницаемость для растворенного вещества.

Для проницаемой стенки $\zeta = 0$ и течение жидкости определяется только гидростатическими факторами. Для непроницаемой стенки $\zeta = 1$ и осмотические механизмы значимы наравне с гидродинамическими.

Краевые условия задачи (16) – (19) включают условия непротекания на границах материала, условия непрерывности скорости и давления на границе проводящий элемент-пористый материал, испарение воды с внешней поверхности ячейки, значения концентраций и давлений на входе и выходе из проводящего элемента:

$$\text{Область } V_1: x = 0: C = C^+, p = p^+$$

$$x = L: C = C^-, p = p^-$$

$$z = 0; y = 0: V = 0; W = 0$$

$$y = \pm a: U = 0, W = 0, V = \pm V_f, V_f = \xi_1 (p - \tilde{p} - \zeta_s (\Pi - \pi))$$

$$\begin{aligned}
W &= \varepsilon_{\pm}^{(1)}; \quad t = 0: C = C_0(x, y, z) \\
\text{Область } V_2: x &= 0; L: \frac{\partial b}{\partial x} = 0, \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} = 0 \\
y = \pm H: \frac{\partial b}{\partial y} &= 0, \frac{\partial \tilde{p}}{\partial y} = 0 \\
z = \pm h: W &= \varepsilon_{\pm}^{(2)}, \frac{\partial b}{\partial z} = 0 \\
t = 0: b &= b_0(x, y, z),
\end{aligned} \tag{21}$$

где V_f - скорость оттока жидкости из области V_f в область V_2 через общую поверхность $y = a$;

$\varepsilon_{\pm}^{(1)}$ и $\varepsilon_{\pm}^{(2)}$ – скорость испарения на поверхностях областей V_1 и V_2 ;

$C_0(x, y, z)$ и $b_0(x, y, z)$ – известные начальные распределения растворенного вещества в областях V_1 и V_2 , соответственно;

C^{\pm} – концентрации в начальном и конечном сечениях проводящего элемента;

ξ_1 – проницаемость стенки проводящего элемента для воды;

ζ_s – коэффициент отражения, соответствующий проницаемости стенки для растворенных веществ;

Π – осмотическое давление в области V_1 .

Зависимости $\varepsilon^{(1)}$, $\varepsilon^{(2)}$, q_b , от своих параметров должны быть заданы на основе соотношений (8) – (11) и эмпирических данных, а также удовлетворять условиям баланса потоков поступающей и испаряемой жидкости, поступающего и поглощенного клетками растворенного вещества:

$$\begin{cases}
\int_{-h}^h dz \int_{-a}^a (U^+ - U^-) dy = \int_{-a}^a dy \int_0^L \varepsilon^{(1)} dx + 2 \int_a^H dy \int_0^L (\varepsilon_+^{(2)} + \varepsilon_-^{(2)}) dx, \\
\int_{-h}^h dz \int_{-a}^a (C^+ U^+ - C^- U^-) dy = 2 \int_{-h}^h dz \int_a^H dy \int_0^L q_b dx,
\end{cases} \tag{22}$$

Путем осреднения (16) – (22) по координатам можно получить последовательно плоскую, одномерную и нульмерную модели. Решение задачи (16) – (22) в разных постановках в применении к транспорту жидкости в листьях растений было исследовано в [72 - 76]. Было показано, что модель (16) – (22) хорошо описывает и качественно, и количественно те особенности транспорта жидкости, которые зафиксированы в экспериментах с растениями, включая распространение волн [1, 2, 9, 46 – 48, 68].

Концепция передачи информации в стеблях и стволах растений, ее электромагнитотермовязкоупругая / акустическая физическая природа (электромагнитные волны мм-диапазона и гиперзвуковые колебания мембран клеток контактно-целевой системы).

Одновременное существование в растении двух независимых систем передачи информации: ксилемной и флоэмной,

отличающихся по структурной организации и скорости распространения возбуждения, допускает возможность отводить или самостоятельные (хотя и взаимосвязанные) роли в обеспечении жизнедеятельности организма растения. Способы передачи информации в растении по контактно-щелевой системе (ксилемный/флоэмный пути) эволюционно наиболее древние. Они существовали в растениях еще на той стадии, когда их жизнедеятельность ограничивалась процессами деления (размножения) связанными с секреторной функцией, поглощением энергии из окружающей среды и всасывание пищи (с водой) [77].

При формировании более сложных многоклеточных структур в борьбе за существование выживали те из них, которые быстрее и оперативнее добывали пищу и побеждали в борьбе с соперниками. Существенно увеличивались объем информации и скорость ее передачи. Что привело в итоге к созданию систем ксилемного и флоэмного путей в наиболее совершенной (современной) их форме. В которых информация передается по пучкам параллельных трубок (ксилемные пути) и ситовидных трубок с пористыми поперечными перегородками (ситовидные пластинки) – флоэмные пути.

Таким образом, мы полагаем, что основная функция контактно-щелевой системы (КЩС) растения имеет соматическую направленность, а именно осуществлять достаточно оперативную передачу информации от корней к кроне (и наоборот), управлять органами и системами растения, которые обеспечивают жизнедеятельность его организма в условиях окружающей среды (дыхание, сенсорные реакции растения на свет), а также управление вегетативными функциями.

Следует заметить, что КЩС не имеет определенной модальности. Однако она способна в относительно короткий срок (например, бамбук) формировать новые клеточные (или клеточно-контактные) группы и увеличивать размеры уже существующих. Это свидетельствует о ее высокой пластичности и динамичности. Проводящие элементы (стенки) трубок, перегородки (ситовидного типа) ксилемных и флоэмных путей являются представителями КЩС. Эти своеобразные «рецепторы» обеспечивают прием и передачу информации в КЩС. Возбуждая поверхностные слои/перегородки этих путей полями различной физической природы (акустическими, электромагнитными, тепловыми), мы тем самым посылаем информацию соответствующему адресату. В этой связи особый интерес представляют акустоэлектромагнитные поля (и вибрации, в т.ч. ультразвукового и гиперзвукового диапазонов). Любая биосистема (в т.ч. растение) обладает свойством проявлять избирательную чувствительность к механическим колебаниям

(указанных диапазонов) и генерировать их в ограниченных диапазонах частот. Поэтому вибрацию акустоэлектромагнитной природы (в ультразвуковом, гиперзвуковом диапазонах) следует рассматривать как наиболее адекватный и, вероятно, специфический способ активации КЦС-передачи информации, тем более, что такая передача сопровождается выделением биологически активных веществ из клеточных структур растения и периодическими изменениями их размеров и форм (в электромагнитном диапазоне таким колебаниям соответствуют волны мм-диапазона с несущей частотой $f = (20 \dots 80) ГГц$), а в акустическом – гиперзвук с длиной волны $\lambda \approx (1,25 \dots 50) нм$ – т.н. «нанотранспорт» в растениях).

На наш взгляд, флорные пути КЦС передачи информации имеют двойственную (первично- и вторичночувствующую природу) их возбуждения в конкретном растении. Именно наличие двух механизмов отражает сущность функционирования рецепторов растения, а именно: 1) первичночувствующих механизм функционирует при надпороговых воздействиях, при этом возбуждается непосредственно поверхностный слой, стенка трубки, перегородка флорного пути, находящиеся в непосредственной близости к источнику воздействия (в т.ч. электромагнитной или акустоэлектромагнитной физической природы), и информация передается с большой скоростью в соответствующие «отделы» организма растения; 2) при вторичночувствующем механизме порог возбуждения значительно ниже (например, меньше $10 мкВт/см^2$) и преобразование воздействия (конкретной физической природы) осуществляется при участии медиатора, причем латентный период соизмерим с временем передачи информации в КЦС растения. Эти наблюдения (размышления) позволяют предложить общность механизма передачи возбуждения в КЦС и в рецепторах различных сенсорных систем организма растения, имеющих вторичночувствующую природу возбуждения. Таким образом, КЦС растения можно рассматривать как функционирующую при надпороговых и слабopороговых воздействиях на растение.

Таким образом, постулируется существование во флорной транспортной системе организма растения двух систем передачи информации, а также избирательная чувствительность его к воздействиям акустоэлектромагнитной природы, способность подобных систем генерировать собственные механические колебания ультразвукового (в ситовидных пластинках) и гиперзвукового (в мембранах отдельных клеток растения) частотного диапазона.

Следует заметить, что подобные свойства характерны и для биологических систем животного мира и человека [78 - 82].

Наличие этих свойств, которые, по-видимому, требуют экспериментального обнаружения в структурно-физиологических характеристиках растений, представляет особый интерес в качестве примера того, как появление новых факторов и сведений позволяет токовать ранее неясные или необъяснимые феномены в будто бы отдаленной области наук.

Появление новых экспериментальных данных о структуре и функциях высокопроницаемых контактных мембран их клеточных структур и свойствах биосистем проявлять избирательную чувствительность и способность генерировать колебания в ограниченном (низко- и высокочастотном) диапазоне частот позволяет – пока в гипотетическом плане – рассматривать механизм повышенной (фотосенсорной) чувствительности и способности внешнего источника электромагнитного поля КВЧ-диапазона (с несущей частотой $f \approx (40 \dots 60) ГГц$) воздействовать на развитие растений (на заболевшие их органы и системы). КЩС растения, а именно к ней, как мы полагаем, адресуется рассматриваемый эффект, представляет собой структурно-организованную (по крайней мере, во флоэмной части транспортной системы растения) цепочку электрически связанных между собой кластеров клеток (клеточных структур), образующих высокопроницаемый «канал протекания» - своеобразный электрический проводник. Уже имеется прямое доказательство электрической связи между цепочками структур, соединенными между собой специализированными высокопроницаемыми контактами [83] – на уровне кластеров клеток. Следовательно, флоэмные пути растений могут и должны обладать свойствами, характерными для электрических проводников, а именно: при протекании электрического тока создавать электромагнитное поле, а при пересечении электромагнитного поля в них возникает ЭДС.

Таким образом, в норме по КЩС растений (флоэмные и ксилемные транспортные пути) постоянно протекает слабый ионный ток. При воздействии на кластеры поверхностных клеток/клеточных структур растений (в частности на их семена) электромагнитным полем, этот ток должен значительно усиливаться в центростремительном направлении к заболевшему органу растения, оказывая тормозящее или возбуждающее влияние, возбуждать механические (резонансные колебания) мембран клеточных структур (кластеров клеток), ситовидных пластинок флоэмных путей (в т. ч. в ультразвуковом и гиперзвуковом

диапазонах частот). Величину тока можно зарегистрировать специальными устройствами методами КВЧ-рефлектометрии.

Следует отметить, что эффективность воздействия определяется сопряжением (синхронизацией) частоты колебаний слабых пороговых значений излучаемых полей акустоэлектромагнитной природы и частотно- избирательной повышенной чувствительностью биосистем (растений), к которым эти колебания адресуются.

Выводы

1. Волновые процессы играют немаловажную роль в физиологии растений, обеспечивая дальний транспорт жидкости на расстояния, сравнимые с размером растения.

2. Волны распространяющиеся вдоль ксилемных и флоэмных проводящих путей растения, заполненных растительным соком, могут служить для коммуникации между различными удаленными органами растения и для переноса информации в виде концентрации волн.

3. Акустические сигналы, генерируемые в растениях при схлопывании кавитационных пузырьков, могут служить источником информации о состоянии проводящих путей растения. Акустические сигналы, создаваемые обитающими на растениях животными и передаваемые через древесину, используются для коммуникации, а исследование закономерностей распространения и поглощения волн в тканях растений позволит понять акустические механизмы коммуникации. Поскольку параметры распространяющихся и поглощенных акустических сигналов зависят от типа анизотропии растительной ткани и степени ее насыщенность водой, то перспективными для практических приложений являются методы неразрушающего акустического контроля структуры и качества древесины.

4. Наиболее перспективным для дальнейших исследований являются подходы (нано-) механики сплошной среды, в рамках которой движение жидкости по крупным проводящим элементам рассматривается как движение жидкости по каналам с проницаемыми стенками, а по мелким проводящим путям – как фильтрация жидкости в пористой, в общем случае анизотропной среде. Поскольку транспорт жидкости в растениях определяется гидравлическими и осмотическими факторами, то в уравнения модели могут входить нелинейные слагаемые, описывающие испарение жидкости и осмотическое давление в концентрированном флоэмном соке, поэтому в таких моделях можно исследовать различные типы нелинейных колебаний давления, скорости течения и концентрации растворенных веществ.

5. Обоснована концепция двойственной природы передачи информации в биосистемах (растениях), а также избирательная чувствительность биосистем растений к воздействиям акустоэлектромагнитной природы и способность кластеров клеток КЦС генерировать собственные механические колебания в ультразвуковом и гиперзвуковом диапазонах частот. Наличие резонансных механических колебаний в гиперзвуковом диапазоне присуще мембранам клеточных структур флоэмных транспортных систем растения (при толщинах мембран $\sim 2 \cdot 10^{-8} \text{ м}$). Нанотранспорт вдоль флоэмных путей растений может быть обусловлен резонансным взаимодействием электропроводящих, контактирующих между собой, кластеров клеток с внешним электромагнитным излучением мм-диапазона длин волн (с несущей частотой $f \approx 20 \dots 60 \text{ ГГц}$) т. н. крайневых высокочастотный (КВЧ-диапазон), вызывающим периодические изменения их (кластеров клеток) размеров и форм (акустические колебания гиперзвукового диапазона), сопровождающиеся выделением в местах контакта биологических активных веществ из кластеров клеток, а также усиливающим постоянно текущие во флоэмных транспортных путях ионные токи.

6. Существует перспектива использования эффекта внешнего облучения растений (их семян, в частности) электромагнитным излучением мм-диапазона волн нетепловой интенсивности с удельной модульностью облучения $< 10 \text{ мкВт/см}^2$ для интенсификации роста растений (стеблей, корней кроны), ускоренного развития семян (уменьшения вегетативного периода развития растения) и собственно лечения заболеваний органов и систем растения нехимическими способами. В последнем случае необходимы глубокие исследования относительно параметров такого электромагнитного излучения (частота, интенсивность, режим облучения (непрерывный / импульсный / дискретный), его длительность и поляризация), позволяющие существенно повысить эффективность таких воздействий.

Список литературы

1. Раздорский В.Ф. Архитектоника растений. / В.Ф. Раздорский. – М.: Советская наука, 1955. – 432 с.
2. Слейчер Р. Водный режим растений. / Р. Слейчер. – М.: Мир, 1970. – 320 с.
3. Селезов И.Т. Моделирование волновых и дифракционных процессов в сплошных средах. / И.Т. Селезов – Киев: Наукова думка, 1989. – 204 с.
4. Гринченко В.Т. Гармонические колебания и волны в упругих телах / В.Т. Гринченко, В.В. Мелешко – Киев: Наукова думка, 1981. – 283 с.

5. Селезов И.Т. Рассеяние волн локальными неоднородностями в сплошных средах. / И.Т. Селезов, В.Г. Кривонос, В.В. Яковлев – Киев: Наукова думка, 1985. – 136 с.
6. Григолюк Э.И. Неклассические теории колебаний стержней пластин и оболочек./ Э.И. Григолюк, И.Т. Селезов. – М.: ВИНТИ, 1973. – 272 с.
7. Селезов И.Т. Распространение импульса давления в цилиндрической оболочке с жидкостью при различных условиях закрепления. / И.Т. Селезов, О.В. Звонарева// Математичні методи та фізико-механічні поля. – 2003. – Т. 46, №2. – С. 62 – 68.
8. Селезов И.Т. Распространение импульса давления в упругой полубесконечной коаксиальной цилиндрической оболочке с жидкостью. / И.Т. Селезов, В.Н. Кузнецов, О.В. Звонарева // Математичні методи та фізико-механічні поля. – 2007. – Т. 50, №2. – С. 113 – 119.
9. Жолкевич В.Н. Водный обмен растений./ В.Н. Жолкевич, Н.А. Гусев, А.В. Капля и др. - М.: Наука, 1989. — 256 с.
10. Greenidge K.N.H. Ascent of Sap./ K.N.H. Greenidge // Annual Review of Plant Physiology. – 1957. - Vol. 8 – P. 237 – 256.
11. Зялалов А.А. Состояние воды и автокорреляционный анализ объемных колебаний стебля по междуузлиям./ А.А. Зялалов// Доклады АН СССР. – 1981. – С. 247 – 251.
12. Gebler A. Bidirectional exchange of amino compounds between phloem and xylem during long-distance transport in Norway spruce trees (*Picea abies* [L.] Karst). / A. Gebler, P. Weber, S. Schneider, H. Rennenberg //J. Experim.Botany. – 2003. - Vol. 54, No. 386. - P. 1389-1397.
13. Henton S.M. Revisiting the Münch pressure-flow hypothesis for long-distance transport of carbohydrates: modelling the dynamics of solute transport inside a semipermeable tube. / S.M. Henton, A.J Greaves, G.J Piller, P.E Minchin. //J. Experim.Botany. – 2002. - Vol. 53, No. 373. - P. 1411-1419.
14. Thompson M.W. Scaling phloem transport: Elasticity and pressure – concentration waves./ M.W. Thompson //J. Theor. Biol. – 2005. - Vol. 236. - P. 229-241.
15. Kizilova N.N. Biophysical mechanisms of long-distance transport of liquids and signaling in high plants./ N.N. Kizilova, L.O. Posdniak// Biophysical Bulletin. – 2005. - №1(15). – P. 99 – 103.
16. Kizilova N.N. Long-distance liquid transport in plants./ N.N. Kizilova // Proc. Estonian Acad. Sci. Ser. Phys. Wath – 2008. - Vol. 57, №3. – P. 179 – 203.
17. Kizilova N.N. Wave propagation in the conducting systems of plants./ N.N. Kizilova //Proceedings of the Sixth plant Biomechanics Conference. Ed.: Bernard Thibaut. – 2009. – P. 148 – 155.
18. Tyree M.T Cavitation Events in *Thuja occidentalis* L. Ultrasonic acoustic emissions from the sapwood can be measured./ M.T. Tyree, M.A. Dixon // Plant Physiology. – 1983. - vol. 72, №4. – P. 1094-1099.
19. Pachepsky L.B. Transpiration rates and leaf boundary layer parameters for peanut analyzed with the two-dimensional model 2d-leaf./ L.B. Pachepsky, R. A. Ferreyra, D. Collino, B. Acock // Biotronics. – 1999. – Vol. 28. – P. 1-12.
20. Егоров В.П. Экспериментальное исследование моделирование взаимосвязи кинетических параметров водообмена листа./ В.П. Егоров, Л.Т. Карпушкин // Физиология растений. – 1990. – Т.37, №6. – С.1104 – 1112.
21. Wagner O.E. Anisotropy of wave velocities in plants: gravitropism./ O.E. Wagner // Physiol. Chem. Phys. Medical NMR. – 1996.- V.28.- P. 173 - 186.

22. *Wagner O.E.* A plant's response to gravity as a wave phenomenon./ *O.E. Wagner* // *J. Gravit. Physiol.*- 1999.- V.6.- P. 17-18.
23. *Wagner O.E.* Plants respond to gravity with gravity related waves. / *O.E. Wagner* // *J. Gravit. Physiol.* - 2007.- V.14.- P. 119-120.
24. *Mouchel C. F.* Novel phytohormones involved in long-range signaling. / *C. F. Mouchel, O. Leyser* // *Current Opinion in Plant Biology.*- 2007.- V. 10.- P. 473-476.
25. *Davies W. J.* Stomatal control by chemical signalling and the exploitation of this mechanism to increase water use efficiency in agriculture./ *W. J. Davies, S. Wilkinson, B. Loveys* // *New Phytologist.*- 2002.- V. 153.-P. 449–460.
26. *Wilkinson. S.* ABA-based chemical signalling: the co-ordination of responses to stress in plants./ *S. Wilkinson, W.J. Davies* // *Plant Cell Environ.* - 2002.- V.25.- P. 195-210.
27. *Drew M. C.* Regulation of K⁺ uptake and transport to the xylem in barley roots; K⁺ distribution determined by electron probe X-ray microanalysis of frozen-hydrated cells./ *M.C. Drew, J. Webb, L.R. Saker* // *J. Exp. Botany.*- 1990.-V.41.- P. 815-825.
28. *Schachtman D.P.* Nutrient sensing and signaling: NPKS./ *D.P. Schachtman, R. Shin* // *Ann. Rev. Plant Biol.*-2007.-V.58.- P. 47-69.
29. *Masle J.* Effects of Soil Strength on the Relation of Water-Use Efficiency and Growth to Carbon Isotope Discrimination in Wheat Seedlings./ *J. Masle, G.D. Farquhar* // *Plant Physiology.*- 1988.-V.86- P. 32-38.
30. *Jones H. G.* Interaction and integration of adaptive responses to water stress: the implications of an unpredictable environment./ *H.G. Jones* // *Adaptation of plants to water and high temperature stress.*- Turner, N.C., Kramer, P.J., Ed.-New York: Wiley, 1980.- P. 353-365.
31. *Malone M.* Wound-induced hydraulic signals and stimulus transmission in *Mimosa pudica* L./ *M. Malone* // *New Phytologist.*- 1994.- V. 128.- P. 49-56.
32. *Schachtman D.P.* Chemical root to shoot signaling under drought. / *D.P. Schachtman, J.Q. Goodger* // *Trends Plant Sci.*-2008.- V. 13.- P. 281-287
33. *Hlavácková V.* Chemical signal as a rapid long-distance information messenger after local wounding of a plant? / *V. Hlavácková, J. Nauš* // *Plant Signal Behav.*- 2007.- V. 2.- P. 103-105.
34. *Crocker J.L.* Stomatal sensitivity of six temperate, deciduous tree species to non-hydraulic root-to-shoot signalling of partial soil drying. / *J.L. Crocker, W.T. Witte, R.M. Augé* // *Journal of Experimental Botany.* - 1998. - V. 49. - P. 761-774.
35. *Stikic R.* Partial root drying: a new technique for growing plants that saves water and improves the quality of fruit. / *R. Stikic, S. Popovic, M. Srdic, D. Savic, Z. Jovanovic, Lj. Prokic, J. Zdravkovic* // *Bulg. J. Plant Physiol.* - 2003. - Special Issue.- P. 164–171.
36. *Telewski F.W.* A unified hypothesis of mechanoperception in plants./ *F.W. Telewski* // *Amer. J. Bot.*- V. 93.- P. 1466–1476.
37. *Christmann A.* A hydraulic signal in root-to-shoot signalling of water shortage. / *A. Christmann, E.W. Weiler, E. Steudle, E. Grill* // *Plant Journ.*- 2007.- V. 52.- P. 167-74.
38. *Jia W.* Stomatal movements and long-distance signaling in plants./ *W. Jia, J. Zhang* // *Plant Signal Behav.*- 2008.- V. 3.- P. 772-777.
39. *Fuchs E.E.* Hydraulic control of stomatal conductance in Douglas fir and alder seedlings./ *E.E. Fuchs, N.J. Livingston* // *Plant Cell Environment.*- 1996.- V. 19.- P. 1091–1098.

40. Pieterse C.M. Signaling In Plant Resistance Responses: Divergence and Cross-Talk of Defence Path./ C.M. Pieters, A. Schaller, B. Manch-Mani, U. Conrath // Multigenic and Induced Systemic Resistance in Plants .-N.Y.: Springer.-2006.- P. 166-196.
41. Gowing D.J.G. Xylem-transported abscisic acid: the relative importance of its mass and its concentration in the control of stomatal aperture./ D.J.G. Gowing, H.G. Jones, W.J. Davies //Plant Cell Environment.- 1993.- V. 16.- P. 453-459.
42. Suárez-López P. Long-range signalling in plant reproductive development./ P. Suárez-López // Int. Journ. Dev. Biol.- 2005.- V.49.- P. 761-771.
43. Mwesigwa J. Electrochemical signaling in green plants: effects of 2,4-dinitrophenol on variation and action potentials in soybean. / J.Mwesigwa, D.J. Collins, A.G. Volkov // Bioelectrochemistry.- 2000.- V. 51.- P. 201-205.
44. Wagner E. Hydro-Electrochemical Integration of the Higher Plant — Basis for Electrogenic Flower Induction./ E. Wagner, L. Lehner, J. Normann, J. Veit, J. Albrechtová // Communication in Plants. Neuronal Aspects of Plant Life.- Baluška F., Mancuso S., Volkmann D. (eds.) .-Springer, 2006.- P. 369-389.
45. Nardini A. Xylem cavitation in the leaf of *Prunus laurocerasus* and its impact on leaf hydraulics./ A. Nardini, M.T. Tyree, S. Salleo //Plant Physiol.- 2001.- V. 125.- P. 1700-1709.
46. Лазарева Н.П. Об автоколебательном характере нагнетающей деятельности корневой системы *Zea mays* L./ Н.П. Лазарева Т.А. Борисова, В.Н Жолкевич //Доклады АН СССР.- 1986.- Т. 289, № 3.- С. 761-764.
47. Карманов В.Г. Динамика водного обмена высшего растения и её информационная роль. / В.Г. Карманов, О.О. Лялин, Г.Г. Мамулашвили и др. //Физиол. и биох. культур, растений.- 1974.- т. 6, вып.1.- С. 69-75.
48. Карманов В.Г. Механизм автоколебаний водного обмена растений./ Карманов В.Г, Мелещенко С.Н. // Биофизика.- 1982.- Т.27, Вып.1.- С. 144-149.
49. Zwieniecki M.A. Hydraulic properties of individual xylem vessels of *Fraxinus americana*./ M.A. Zwieniecki, P.J. Melcher, N.M. Holbrook //Journal of Experimental Botany.- 2001.- V. 52, №355.- P. 257-264.
50. Zwieniecki M.A. Hydrogel Control of Xylem Hydraulic Resistance in Plants./ M.A. Zwieniecki, P.J. Melcher, N.M. Holbrook // Science .- 2001.- V. 291.- P. 1059-1062.
51. Kikuta S.B. Ultrasound acoustic emissions from dehydrating leaves of deciduous and evergreen trees. / S.B. Kikuta, M.A. Lo Gullo, A. Nardini, H. Richter, S. Salleo // Plant, Cell & Environment.- 1997 .- V. 20.- P. 1381–1390.
52. Kikuta S.B. Ultrasound acoustic emissions from freezing xylem. / S.B. Kikuta, H. Richter //Plant, Cell & Environment.- 2003.- V. 26, №3.- P. 383–388.
53. Kikuta S.B. Ultrasound acoustic emissions from bark samples differing in anatomical characteristics. / S.B. Kikuta // Phyton.- 2003.- V. 43.- P. 161-178.
54. Lo Gullo M.A. Xylem embolization by the pressure collar in *Salix viminalis* L.: sites for embolization and ultrasound acoustic emissions. // M.A. Lo Gullo, S.Zhang, S.B. Kikuta, H. Richter // Plant biosystems.-1997.- V.131.- P. 25-34.
55. Nardini A. Effects of the experimental blockage of the major veins on hydraulics and gas exchange of *Prunus laurocerasus* L. leaves. / A. Nardini, S. Salleo // Journal of Experimental Botany.-2003.- V. 54, №385.- P. 1213-1219.
56. Tissue characterization with ultrasound.- V. 1, 2. Boca Raton, Fla.: CRC Press.-1986.
57. Thomas I.M. Acoustic emission from vertebral bodies. / I. M. Thomas, J.H. Evans // Journal of Materials Science Letters.- 1988.- V. 7.- P. 267-269.

58. Кантор Б.Я. Механика растущего биологического континуума. / Б.Я. Кантор, Н.Н. Кизилова // Доповіді НАН України.- 2003.- №2.- С.56-60.
59. Кизилова Н.Н. Транспортная система и рост листа. / Н.Н. Кизилова //Современные проблемы биомеханики. Механика роста и морфогенеза.- М.: Изд-во Московского университета.- 2000.- Вып.10.- С.379-405.
60. . Kizilova N.N. Construction principles and control over transport systems organization in biological tissues. / N.N. Kizilova // International Conference «Physics and Control» Proceedings. Eds. A.L.Fradkov, A.N.Churilov. St. Petersburg, Russia.- 2003.- V.1.- P. 303-308.
61. Kizilova N.N. Computational approach to optimal transport network construction in biomechanics. / N.N. Kizilova // Lecture Notes in Computer Science. – 2004.- V.3044. – P.476-485.
62. Кизилова Н.Н. Гидравлические свойства ветвящихся трубопроводов с проницаемыми стенками. / Н.Н. Кизилова //Прикладная гидромеханика.- 2003.- т. 5 (77).- С. 28-35.
63. Leelavanichkul S. Why the grain in tree trunks spirals: a mechanical perspective. / S. Leelavanichkul, A. Cherkaev // Structural and Multidisciplinary Optimization.- 2004.- V. 28, № 2-3.- P. 127-135.
64. Mankin R.W. Acoustic System for Insect Detection in Plant Stems: Comparisons of *Cephus cinctus* in Wheat and *Metamasius callizona* in Bromeliads. / R.W. Mankin, D.K. Weaver, M. Grieshop, B. Larson, W.L. Morrill //J. Urban. Entomol.- 2004.- V. 21, No. 4.- P.239-248.
65. Jhang K.-Y Evaluation of material degradation using nonlinear acoustic effect. / K.-Y. Jhang, K.-Ch. Kim // Ultrasonics.- 1999.- V. 37, №1.- P.39-44.
66. Casas J. Dispersive and non-dispersive waves through plants: implications for arthropod vibratory communication. / J. Casas, C. Magal, J. Sueur //Proceedings the Royal Society B.- 2007.- V. 274, № 1613.- P. 1087-1092.
67. Wei C. The transmission of gas pressure to xylem fluid pressure when plants are inside a pressure bomb. / C. Wei, M.T. Tyree, J.P. Bennink // Journal of Experimental Botany.- 2000.- V. 51, №343.- P. 309-316.
68. Анисимов А.В. Оценка скорости аксиального тока воды по симпласту цепи клеток растения из величины коэффициента квазидиффузии. / А.В. Анисимов, А.Г. Егоров // Биофизика.-1992.-Т.37, № 2.-С.335-340.
69. Ewers F.W. Water Transport in the Liana *Bauhinia fassoglensis* (Fabaceae). / F.W. Ewers, J.B. Fisher, Shau-Ting Chiu // Plant Physiology.-1989.- V. 91.- P. 1625-1631.
70. Burdon-Sanderson J. Note on the electrical phenomena which accompany irritation of the leaf of *Dionaea muscipula*. / J. Burdon-Sanderson // Proceedings of the Royal Society (London).- 2007.- V.21.- P. 495-496.
71. Aumann C.A. Modeling Tree Water Flow as an Unsaturated Flow through a Porous Medium. / C.A. Aumann, E.D. Ford // Journal of Theoretical Biology.- 2002.- V. 219. - P. 415-429.
72. Кизилова Н.Н. Фильтрация жидкости в микроциркуляторной ячейке листа растения. Квазиодномерная модель. / Н.Н. Кизилова // Прикл. гидромеханика. – 2005.- Т.7, №2.- С. 33-43.
73. Кизилова Н.Н. Фильтрация жидкости в тканях листа растения: Модель с сосредоточенными параметрами. / Н.Н. Кизилова // Динамич. системы. – 2005. – №19. – С. 37-43.

74. Кізілова Н.М. Рух в'язкої рідини в мікроциркуляторній комірці листків рослин та параметри оптимальної комірки. / Н.М. Кізілова // Вісник Київського університету. Сер. Фізико-математичні науки. - 2003. – №5.- С. 54-59.
75. Кизилова Н.Н. Исследование транспорта жидкости и структуры оптимальной микроциркуляторной ячейки. / Н.Н Кизилова., М.Г. Столкинер // Проблемы бионики. – 2002 .- №57.- С. 103-108.
76. Kizilova N.N. Transport of fluids in plant leaves: movement through the porous media with distributed sources. / N.N. Kizilova // International conference «Physics of liquid matter: modern problems».- Kyiv.- 2001.- P.182.
77. Crick F. Diffusion in Embryogenesis. / F. Crick // Nature.- 1970.- V. 225.- P. 420 – 422.
78. Миркин А.С. Два возможных механизма возбуждения в тельцах Пачини. / А.С. Миркин // Проблемы интерорецепции, регуляция физиологических функций и поведения.— Л.: Наука, 1976.— С. 74—79.
79. Миркин А.С. О возможности двойственной природы возбуждения в механорецепторах — тельцах Пачини. / А.С. Миркин В.Ф. Машанский //Тез. докл. VII Всесоюз. съезда физиологов.— Тбилиси, 1975.— С. 98—99.
80. Винников Я.А. Структурная и цитохимическая организация рецепторных клеток органов чувств в свете эволюции их функции. / Я.А. Винников // Журнал эволюционной биохимии и физиологии. — 1965.— Т. 1, №1.— С. 67—72.
81. Винников Я.А. Цитологические и молекулярные основы рецепции. / Я.А. Винников — Л.: Наука, 1971. — 298 с.
82. Винников Я.А. Эволюция рецепторов. / Я.А. Винников — Л.: Наука, 1975.— 324 с.
83. Амченкова А.А. Митохондральный электрический кабель. / А.А. Амченкова, Л.Е. Бакеева, В.А. Драгеев, Д.Б. Зоров, В.П. Скулачѳв, Ю.С. Ченцов //Вестник МГУ. Сер. биолог. — 1986. — №3. — С. 3—15.

Приведено фізико-механічне обґрунтування активації дальнього транспорту рідин і хвилеутворення в провідних шляхах вищих рослин. Плин рідин (ксілемного і флоємного соку) забезпечується механічними факторами і посилюється під впливом електромагнітного випромінювання вкрай високо частотного ВВЧ-діапазону (з несучою частотою $f = 60\text{ГГц}$).

Вплив, електромагнітоакустопружність, випромінювання, вкрай високочастотний діапазон, рідини, хвилеутворення, провідні шляхи, вищі рослини.

This paper describes physical-mechanical substantiation on activation of long-distance transport of liquids and process of wave generation in the spending ways of high plants. The flow of liquids (xylem and phloem sap) is provided by mechanical factors and amplified by electromagnetic radiation of ultra-high frequency UHF-band (with carrier frequency $f = 60\text{GHz}$).

Influence, electromagnetic acoustic elasticity, radiation, ultra-high frequency band, liquids, wave generation, spending ways, high plants.

ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЦЕСУ ЕСТЕРИФІКАЦІЇ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ

*М.Ю. Павленко, здобувач
Г.А. Голуб, доктор технічних наук*

Наведено результати експериментальних досліджень залежності питомих витрат енергії на виробництво дизельного біопалива від основних режимних і технологічних параметрів обладнання.

Естерифікація, потужність, питома енергомісткість, ріпакова олія, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. Для виробництва дизельного біопалива на основі ріпакової олії існує ряд технологій. Найбільш ефективнішою в даний час є метанолова технологія з використанням метилового спирту та лужних каталізаторів в заданих пропорціях. Доступність у ціні компонентів та обладнання для виробництва дизельного біопалива робить її економічно вигідною. У порівнянні з етаноловою технологією, метанолова не потребує великої кількості електроенергії для створення високого тиску в реакторі для проходження естерифікації ріпакової олії.

Подальше удосконалення технології виробництва дизельного біопалива із ріпакової олії неможливе без оцінки впливу основних режимних і технологічних параметрів обладнання на енергомісткість процесу естерифікації.

Аналіз останніх досліджень. Виробництвом дизельного біопалива на основі ріпакової олії займалися: Дубровін В.О. [1], Євич П. [2], Поліщук В.М. [8], які в своїх роботах досліджували технології виробництва; Масло І.П. [5], Вірьовка М.І. [4], Голуб Г.А. та Чуба В.В. [3], які розробляли та досліджували використання даного пального в умовах сільського господарства. Мельничук М.Д., Драгнев С.В., Даценко М.С. та А.Є. Конеченков [6] проаналізували основні напрямки розвитку виробництва дизельного біопалива і звернули увагу на зменшення вартості виробленої продукції за рахунок зниження собівартості купленого зерна. Для розрахунку параметрів обладнання для виробництва дизельного біопалива Драгнев С.В., на основі експериментальних досліджень отримав формулу, яка дозволяє обрахувати питому потужність перемішування під час процесу естерифікації ріпакової олії в залежності від частоти обертання лопатевої мішалки [7].

© М.Ю. Павленко, Г.А. Голуб, 2013

Однак, дані про енергетичні показники процесу виробництва дизельного біопалива за метаноловою технологією в залежності від основних режимних і технологічних параметрів обладнання відсутні, що в свою чергу стримує підвищення енергетичної ефективності виробництва шляхом удосконалення обладнання та технічних засобів.

Мета досліджень. Визначити залежність енергетичних показників процесу естерифікації ріпакової олії від режимних і технологічних параметрів.

Результати досліджень. Дослідження процесу естерифікації ріпакової олії проводилося в лабораторних умовах з використанням водяної термобані для підігріву та підтримування температури суміші, а також об'ємно-лопатевої мішалки. Для встановлення взаємозв'язку впливу часу (τ_M), частоти обертання об'ємно-лопатевої мішалки (n) та робочої температури процесу (T) на питому енергомідкість процесу естерифікації (E) було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів наведено в табл. 1.

Під час проведення експерименту визначалися (табл. 2): час нагріву (τ_H), час відстоювання суміші (τ_B), спожита електроенергія на підігрів суміші, її перемішування та підтримання температури процесу естерифікації (W), вихід дизельного біопалива $V_{ДБП}$.

1. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів

Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Температура суміші, °С	5	25	45	20
Частота обертання мішалки, об./хв.	80	115	150	35
Час перемішування, хв	10	30	50	20

На основі цього визначалися:
коефіцієнт виходу дизельного біопалива:

$$k_{ДБП} = \frac{V_{ДБП}}{V_o} 100 \quad (1)$$

де $k_{ДБП}$ – коефіцієнт виходу дизельного біопалива, %; $V_{ДБП}$ – об'єм дизельного біопалива, мл; V_o – об'єм олії (у всіх дослідах було на рівні 400 мл).

- продуктивність естерифікації:

$$Q = \frac{V_o k_{ДБП}}{\tau_H + \tau_M + \tau_B} \quad (2)$$

де Q – продуктивність процесу естерифікації, м³/год. τ_H – час перемішування, год.; τ_M – час нагріву, год.; τ_B – час відстоювання, год.

- питомі витрати електроенергії для проведення процесу:

$$E = \frac{W}{Q} 100, \quad (3)$$

де E – питомі витрати електроенергії, кВт год./м³; W – спожита електроенергія на перемішування олії, нагріву олії та підтримування заданої температури олії, кВт год.

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному другого порядку, яке має вигляд:

$$E = -3,7120 - 0,0368T + 0,0842n - 0,0119\tau + 0,0112T^2 - 0,0004n^2 + 0,0006\tau^2 - 0,0003Tn + 0,0030T\tau + 0,0010n\tau. \quad (4)$$

2. Вимірювані та розрахункові величини.

τ_H , хв.	τ_B , хв.	W , кВт год.	$V_{ДБП}$, мл	$V_{СМ}$, мл	$k_{ДБП}$, %	Q , м ³ /год	E , кВт год/м ³
16	34	0,0105	365	460	91,3	0,000273	28,83
0	189	0,0015	370	455	92,5	0,000101	4,05
16	43	0,0097	355	455	88,8	0,000239	27,53
0	83	0,0022	370	455	92,5	0,000196	6,08
16	26	0,0128	365	455	91,3	0,000238	35,22
0	168	0,0006	370	460	92,5	0,000124	1,80
16	60	0,0086	375	470	93,8	0,000261	23,15
0	60	0,0033	370	455	92,5	0,000201	9,01
8	58	0,0066	370	455	92,5	0,000191	17,85
8	140	0,0031	375	465	93,8	0,000142	8,28
8	120	0,0033	375	460	93,8	0,000163	8,95
8	76	0,0053	372	460	93,0	0,000166	14,40
8	44	0,0047	370	460	92,5	0,000270	12,70
16	44	0,0046	370	460	92,5	0,000270	12,56
0	44	0,0046	370	460	92,5	0,000270	12,43

Аналіз рівняння регресії показує, що зі збільшенням температури процесу естерифікації питома енергомісткість зростає, що пояснюється збільшенням споживання електроенергії на нагрів та підтримання температури процесу естерифікації (рис. 1). Із збільшенням частоти обертання мішалки питома енергомісткість

зростає в незначній мірі (рис. 2), що пояснюється збільшенням споживання електроенергії на перемішування суміші.

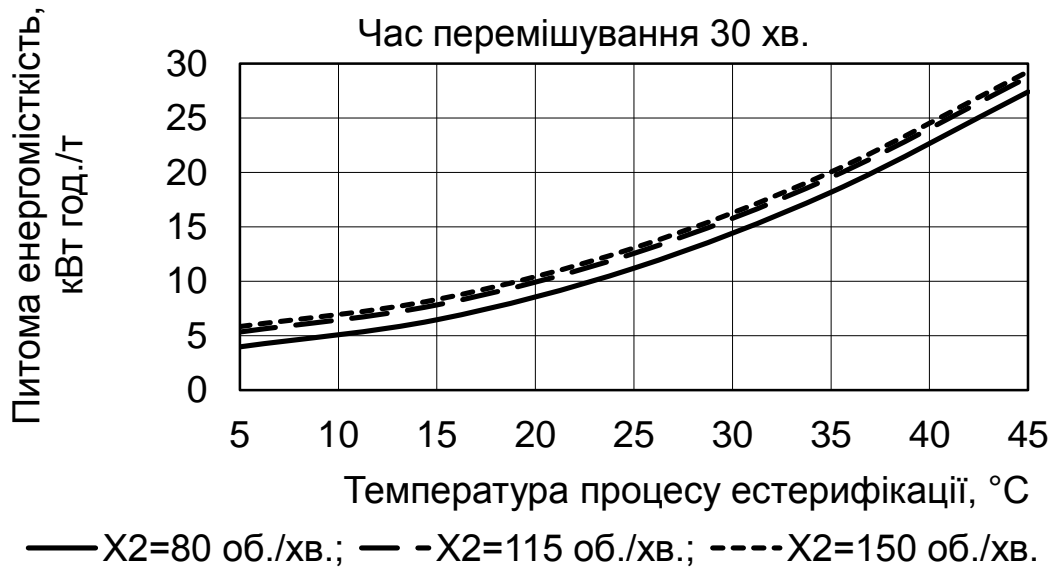


Рис. 1. Залежність питомої енергомісткості процесу від температури суміші.

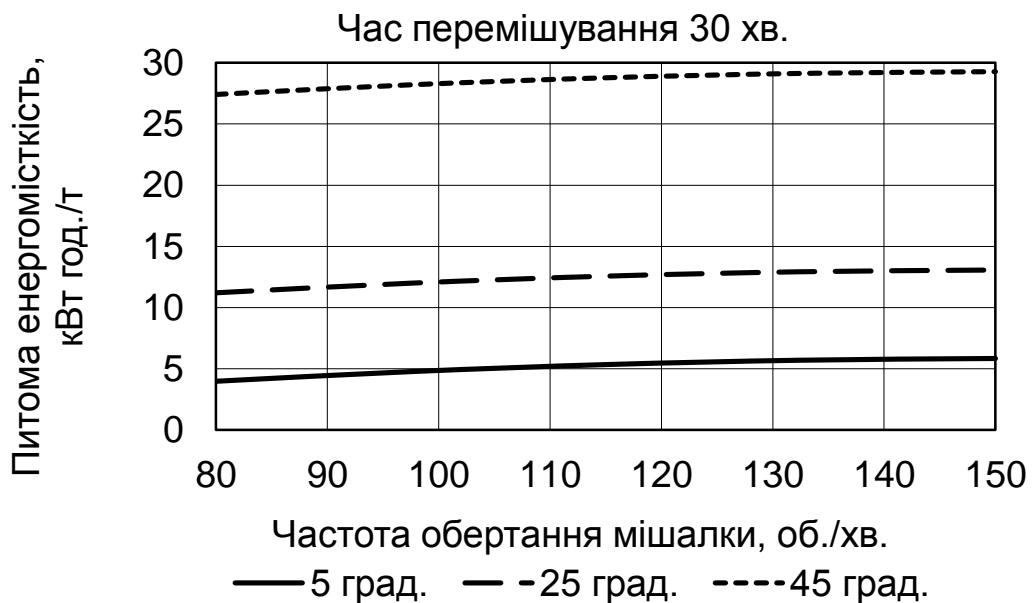


Рис. 2. Залежність питомої енергомісткості процесу від частоти обертання мішалки та температури процесу естерифікації.

Аналіз взаємного впливу частоти обертання мішалки і температури суміші (рис. 3) показав, що зі збільшенням частоти обертання мішалки та температури процесу естерифікації питома енергомісткість збільшується, що пояснюється збільшенням витрат електроенергії на нагрів, підтримування температури процесу

естерифікації та перемішування суміші. Мінімальна питома енергомідкість становить 4 кВт год./т. при температурі процесу естерифікації 5 °С та частоті обертання мішалки 80 об./хв.

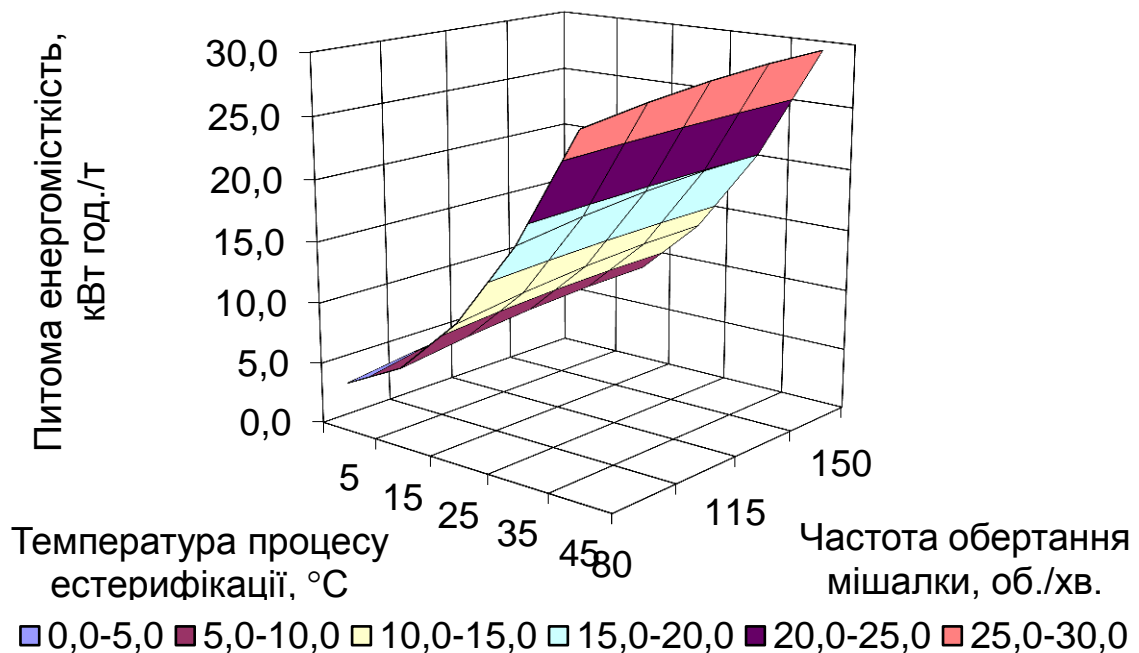


Рис. 3. Залежність питомої енергомідкості процесу від температури процесу естерифікації та частоти обертання мішалки.

Встановлено також (рис. 4), що питома енергомідкість збільшується при збільшенні часу перемішування, що пояснюється збільшенням споживання електроенергії на нагрів та підтримання температури процесу естерифікації. Із збільшенням температури суміші питома енергомідкість процесу збільшується залежно від температури процесу естерифікації (рис. 5), що пояснюється збільшенням споживання електроенергії на нагрів та підтримування температури процесу естерифікації.

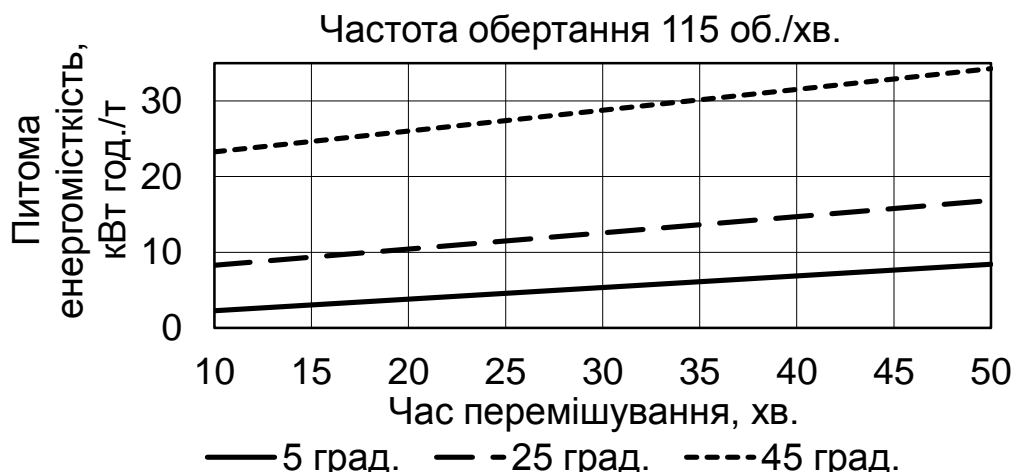


Рис. 4. Залежність питомої енергомідкості процесу від часу перемішування суміші.

Аналіз впливу часу перемішування та температури процесу естерифікації (рис. 6) показав, що при збільшенні часу перемішування та температури процесу перемішування збільшується питома енергомісткість процесу, що пояснюється збільшенням енерговитрат на нагрів та підтримування процесу естерифікації, залежно від збільшення часу перемішування. Мінімальна питома енергомісткість процесу становить 2,3 кВт год./т. при часі перемішування 10 хв. та температурі процесу естерифікації 5 °С.

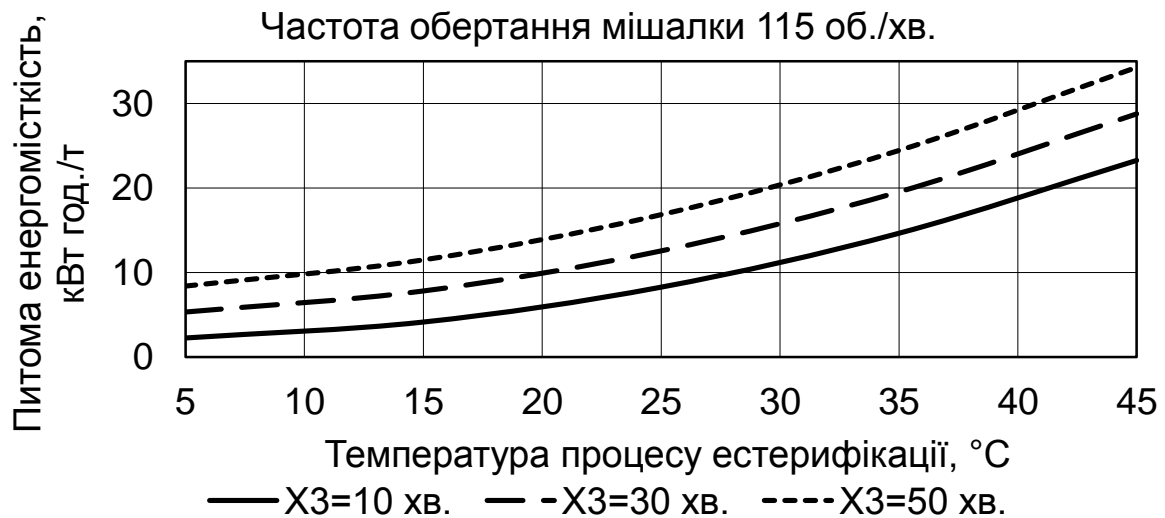


Рис. 5. Залежність питомої енергомісткості процесу від температури процесу естерифікації.

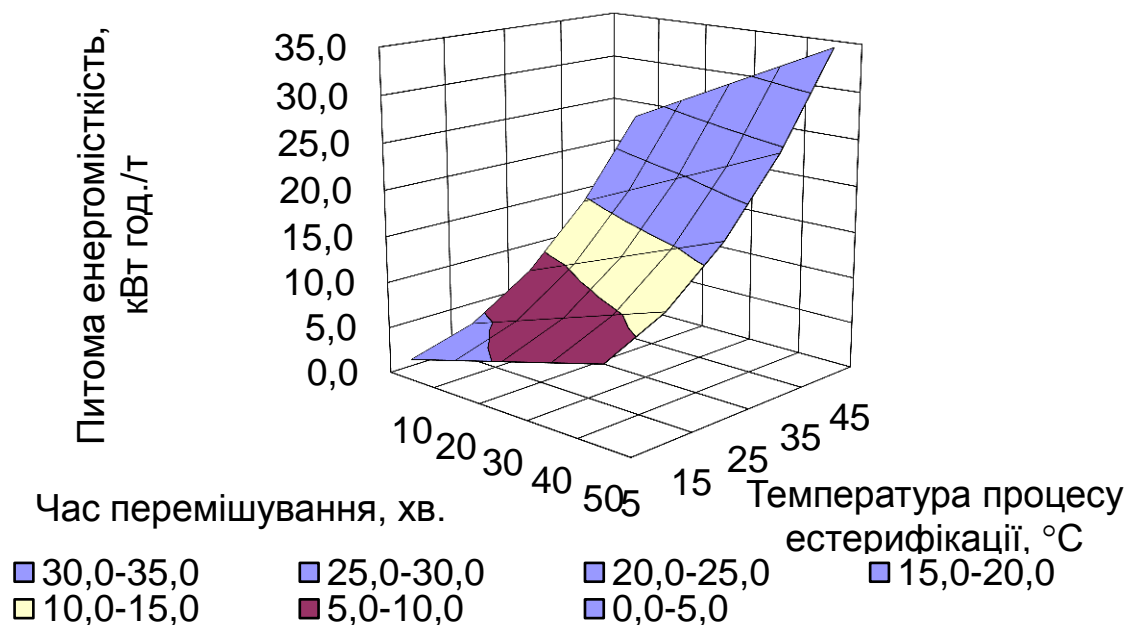


Рис. 6. Залежність питомої енергомісткості процесу від температури процесу естерифікації та часу перемішування.

Питома енергомiсткiсть процесу збiльшується також зi збiльшенням частоти обертання мiшалки, що пояснюється збiльшенням споживання електроенергiї на перемiшування сумiшi (рис. 7). При часi перемiшування 10 хв. та змiнi частоти обертання мiшалки питома енергомiсткiсть була практично незмiнною, що пояснюється взаємним збiльшенням спожитої електроенергiї на перемiшування та продуктивностi процесу естерифiкацiї. Встановлено, що при збiльшеннi частоти обертання мiшалки питома енергомiсткiсть збiльшується (рис. 8) залежно вiд збiльшення часу перемiшування сумiшi, що пояснюється збiльшенням споживання електроенергiї на нагрiв та перемiшування сумiшi.

Аналiз впливу частоти обертання мiшалки та часу перемiшування показав, що (рис. 9) зi збiльшенням частоти обертання мiшалки залежно вiд часу перемiшування питома енергомiсткiсть лишається практично незмiнною, що пояснюється одночасним збiльшенням витрат енергiї та продуктивностi процесу на всьому промiжку часу. Мiнiмальна питома енергомiсткiсть становить 7,6 кВт год./т. при частотi обертання 80 об./хв. та часу перемiшування 10 хв.

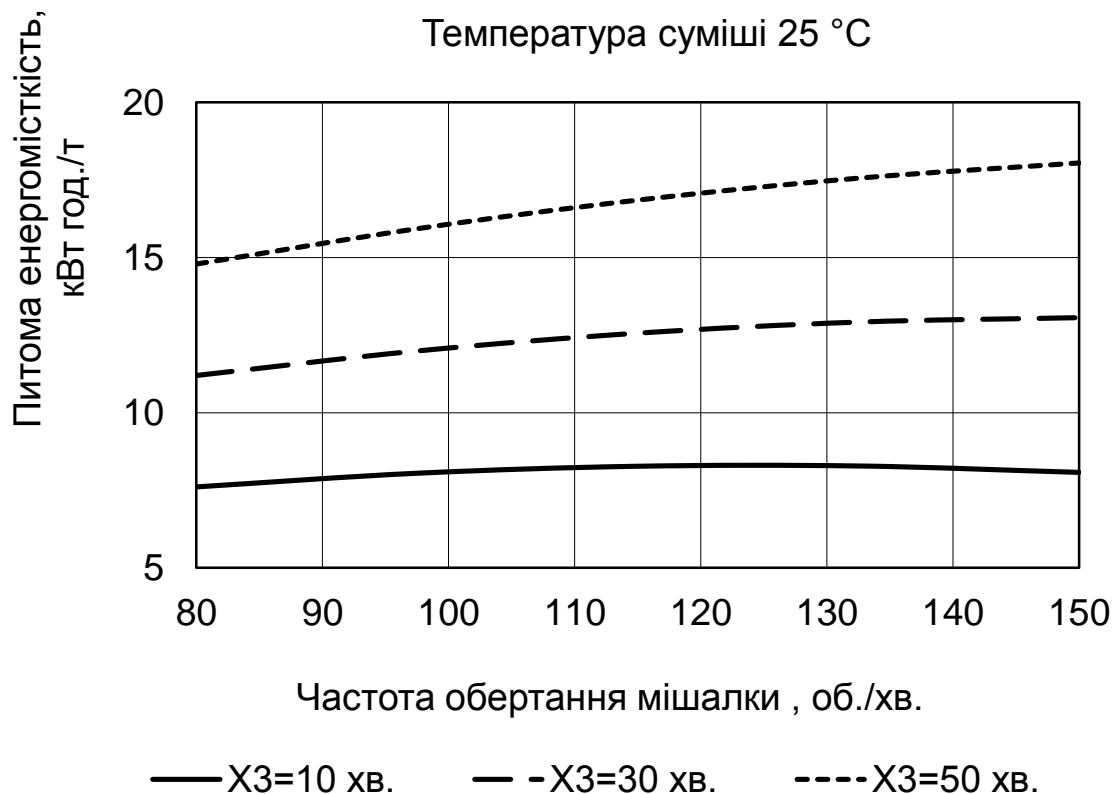


Рис. 7. Залежнiсть питомої енергомiсткостi процесу вiд частоти обертання мiшалки.

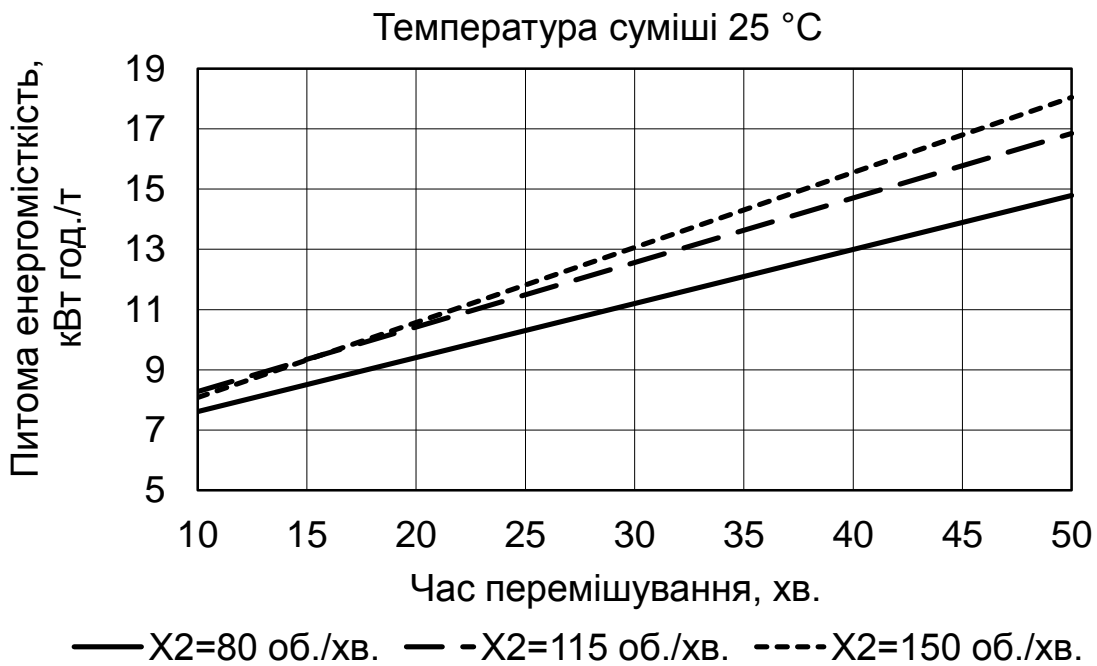


Рис. 8. Залежність питомої енергомiсткості процесу від часу перемiшування.

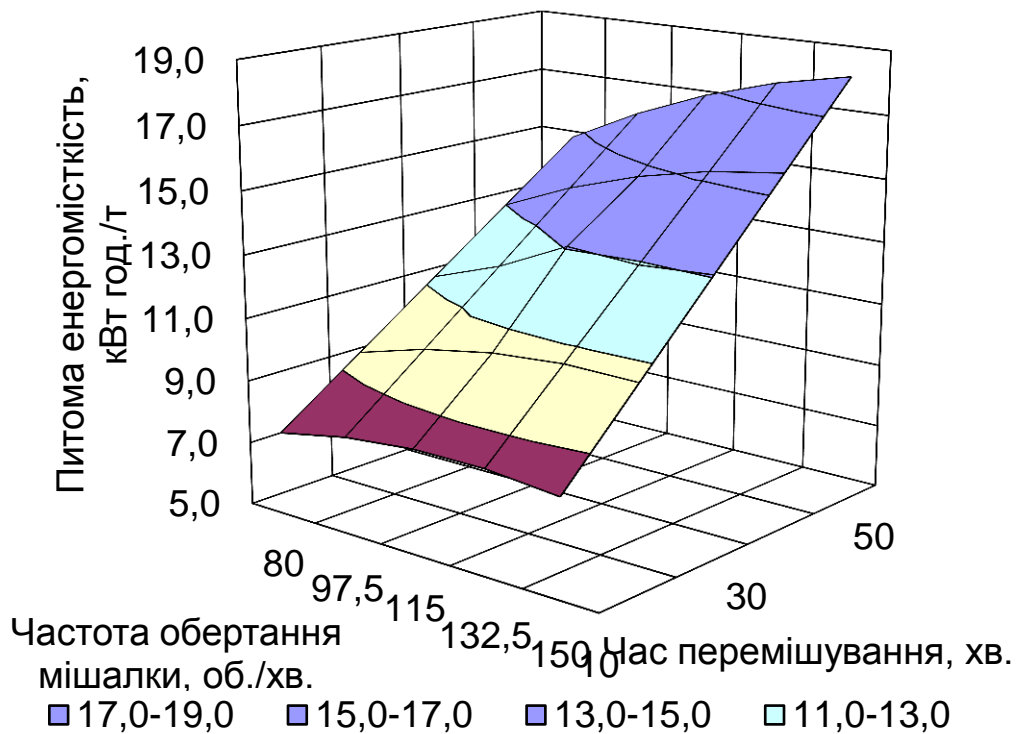


Рис. 9. Залежність питомої енергомiсткості процесу від частоти обертання мiшалки та часу перемiшування.

Висновок. Дослідженнями встановлено, що мінімальна питома енергомiсткiсть процесу естерифікації рiпакової олії становить від

2,3 до 7,6 кВт год./т при частоті обертання мішалки 80 об./хв., часі перемішування 10 хв. та температурі процесу естерифікації 5 °С. Зважаючи на те, що отримання якісного дизельного біопалива можливе при цих же параметрах, але часі перемішування біля 50 хв., необхідно удосконалювати технологічний процес виробництва дизельного біопалива в напрямку використання обладнання з перемішуванням на початку процесу для проходження реакції естерифікації та в кінці для видалення надлишкового метилового спирту.

Список літератури

1. *Біологічні ресурси і технології виробництва біопалива: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуша, І.П. Григорюк, К.В. Дмитрук, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарий, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, А.А. Сибірний, С.П. Циганков – К. : «Аграр Медіа Груп», 2010. – С. 289–298.*
2. *Біопалива (технології, машини та обладнання). [Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П., Шептицький О., Пасторе З., Гжибек А., Євич П., Амон Т., Криворучко В.В.] – К.: ЦТІ : Енергетика і електрифікація, 2004. – С 76–87.*
3. *Голуб Г.А. Особливості установок для виробництва дизельного біопалива / Г.А. Голуб, В.В. Чуба, М.І. Вірьовка // Промислова гідравліка і пневматика (Всеукраїнський науково-технічний журнал). – 2011. – № 2 (32). – С. 91–95.*
4. *Голуб Г.А. Параметри кільцевого трубчатого етерифікатора для виробництва біодизельного палива / Г.А. Голуб, М.І. Вірьовка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / Редколегія: Д.О. Мельничук (відповідальний редактор) та інші – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 124–131.*
5. *Масло І.П. Виробництво та використання біопалива на основі рослинних олій / І.П.Масло, В.П.Заборський, М.І.Вірьовка // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції „Проблеми та перспективи розвитку аграрної механіки”. – Дніпропетровськ. 2004. – С. 49–51.*
6. *Мельничук М.Д. Розвиток біоенергетики як нової сфери агропромислового виробництва в Україні / М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, С.В. Драгнєв, М.С. Даценко, А.Є. Конеченков // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ, 2007. – Вип. 117. – С. 190–212.*
7. *Обґрунтування адаптивного процесу і параметрів реактора для одержання метилових ефірів рослинних олій: автореф. дис. ... канд. технічних наук: 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / С.В. Драгнєв; Національний університет біоресурсів і природокористування України. – К., 2009. – 20 с.*
8. *Поліщук В.М. Технології виробництва біодизеля (огляд) / В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, І.Д. Гуменюк, М.М. Яструб, О.В. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – Київ, 2010. – С. 354–359.*

Приведены результаты экспериментальных исследований зависимости удельных затрат энергии на производство

дизельного биотоплива от основных режимных и технологических параметров оборудования.

Этерификация, мощность, удельная энергоемкость, рапсовое масло, дизельное биотопливо.

The experimental research results specific energy consumption dependence for the biodiesel production and main operational and process parameters equipment are given.

Etherification, power, specific energy intensity, rapeseed oil, biodiesel.

УДК 669.18.621:539.21

ПЕРСПЕКТИВИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ВІДПОВІДАЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

**Є.Г. Афтандіянц, доктор технічних наук
О.В. Зазимко, К.Г. Лопатько, кандидат технічних наук**

Приведено перспективні напрямки підвищення ресурсу роботи відповідальних деталей сільськогосподарських машин.

Ресурс, наночастинка, дисперсійне зміцнення, карбіди, нітриди, ванадій, ведуче колесо, каток, ланка гусениці, трактор.

Постановка проблеми. Структура матеріалів, застосованих в сільське господарському машинобудуванні країни, нераціональна і є гальмом для успішного вирішення задачі підвищення технічного рівня машин, що випускаються. Наприклад, частка високоміцних сталей в загальному об'ємі вживаного лиття і прокату з чорних металів складає 6% проти 18-20% в сільське господарському машинобудуванні розвинутих країн. В конструкціях машин в основному застосовуються традиційні конструкційні матеріали, сортамент і якість яких не відповідають сучасним вимогам. Це є однією з причин того, що близько 40% сільськогосподарських машин, що випускаються, і 30% тракторів мають в порівнянні із зарубіжними аналогами високу металоємність, недостатній ресурс і довічність окремих вузлів, що особливо працюють в умовах абразивного зносу.

дизельного биотоплива от основных режимных и технологических параметров оборудования.

Этерификация, мощность, удельная энергоемкость, рапсовое масло, дизельное биотопливо.

The experimental research results specific energy consumption dependence for the biodiesel production and main operational and process parameters equipment are given.

Etherification, power, specific energy intensity, rapeseed oil, biodiesel.

УДК 669.18.621:539.21

ПЕРСПЕКТИВИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ВІДПОВІДАЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

**Є.Г. Афтандіянц, доктор технічних наук
О.В. Зазимко, К.Г. Лопатько, кандидат технічних наук**

Приведено перспективні напрямки підвищення ресурсу роботи відповідальних деталей сільськогосподарських машин.

Ресурс, наночастинка, дисперсійне зміцнення, карбіди, нітриди, ванадій, ведуче колесо, каток, ланка гусениці, трактор.

Постановка проблеми. Структура матеріалів, застосованих в сільське господарському машинобудуванні країни, нераціональна і є гальмом для успішного вирішення задачі підвищення технічного рівня машин, що випускаються. Наприклад, частка високоміцних сталей в загальному об'ємі вживаного лиття і прокату з чорних металів складає 6% проти 18-20% в сільське господарському машинобудуванні розвинутих країн. В конструкціях машин в основному застосовуються традиційні конструкційні матеріали, сортамент і якість яких не відповідають сучасним вимогам. Це є однією з причин того, що близько 40% сільськогосподарських машин, що випускаються, і 30% тракторів мають в порівнянні із зарубіжними аналогами високу металоємність, недостатній ресурс і довговічність окремих вузлів, що особливо працюють в умовах абразивного зносу.

Наприклад, встановлені на культиваторі робочі органи зарубіжної фірми «Lemken» по терміну служби перевершують вітчизняні аналоги в 10 разів. Порівняно з класичними сільгоспмашинами застосування такої техніки дозволяє понизити витрати паливо мастильних матеріалів до 30% і скоротити терміни польових робіт.

Технічна забезпеченість сільського господарства України продовжує залишатися на достатньо низькому рівні. Останнім часом одночасно із зрушенням об'ємів сільськогосподарського виробництва скорочувався і парк сільськогосподарської техніки. Велика частина техніки, що є в господарствах, відпрацювала по два і більш нормативних терміну.

Для відновлення колишнього рівня сільського господарства потрібно значно збільшити кількість і якість продукції сільськогосподарського машинобудування. Зробити це за рахунок імпорту неможливо, оскільки імпортна техніка в 2 - 3 рази дорожче вітчизняної.

Тому розробка нових способів підвищення ресурсу роботи відповідальних деталей сільськогосподарських машин є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень. Експлуатаційні властивості конструкційних сталей визначаються поєднанням значень таких їх характеристик, як міцність, пластичність, втомна міцність, хладостійкість, в'язкість руйнування, зносостійкість і ряду інших.

Найменш сприятливе поєднання зазначених властивостей в вуглецевої сталі, оскільки підвищення міцності по мірі збільшення вмісту вуглецю супроводжується закономірним зниженням пластичності, в'язкості руйнування та інших характеристик.

Формування необхідного поєднання значень експлуатаційних властивостей досягається легуванням і модифікуванням елементами, що забезпечують зменшення структурної неоднорідності сталі, підвищення міцності твердого розчину і ступеня дисперсійного зміцнення металу.

По ефективності зміцнення сталі, легуючі елементи розташовуються в такій послідовності: Ni, Si, Mn, Cr, Mo, C, N, V. Найбільш істотне та економне зміцнення конструкційної сталі досягається при легуванні ванадієм і азотом. Це визначається особливостями виділення карбідів і нітридів ванадію. При необхідних термодинамічних умовах їх виділення в аустеніті та фериті легко здійснюється безпосередньо з твердого розчину на дефектах кристалічної структури матричного металу. При легуванні іншими елементами термодинамічні, кінетичні або кристалографічні умови дисперсного і рівномірного виділення карбідної фази менш

сприятливі.

На підставі аналізу фізико-механічних властивостей конструкційних сталей різних систем легування можна укласти, що для комплексного формування сприятливого співвідношення високого рівня їх міцності і пластичних властивостей при мінімальній витраті легуючих елементів хімічний склад сталі, режими її модифікування та термічної обробки повинні забезпечувати диспергування всіх елементів структури і зменшення первинної та вторинної хімічної і фізичної неоднорідності виливків.

Матеріали у ультрадисперсного стані (розміри порядку нанометрів) мають специфічні властивості, які обумовлені особливостями формування структури і наявністю великої кількості атомів, що знаходяться на поверхні наноматеріалу. Наприклад, частка атомів, що опинилися на поверхні частинок нікелю з середнім розміром 5 нм досягає 15%, в той час як для монокристала Ni розміром 1 см - порядку $10^{-6}\%$ [1].

Внаслідок некомпенсованості зв'язків атомів, що у приповерхневих шарах нанорозмірних частинок, порушується симетрія розподілу сил, що діють на них. Це призводить до збільшення вільної енергії їх поверхні в порівнянні з макро-і мікророзмірними матеріалами і, як наслідок, до інтенсифікації процесів адсорбції, іонного і атомного обмінів тощо Поверхневі атоми вносять істотний внесок у термодинамічні характеристики нанорозмірних твердих тіл і в значній мірі визначають структурні переходи і температуру плавлення наночастинок, які часто називають енергонасиченими системами [1].

Специфічні властивості сталей і сплавів, що містять нанорозмірні елементи структури, відкривають широкі можливості для створення нових ефективних матеріалів і використання їх в техніці, медицині та сільському господарстві.

Тому становить теоретичний і практичний інтерес розробка комплексних принципів раціонального легування вуглецем, марганцем, кремнієм, хромом, ванадієм і азотом, режимів модифікування та різних видів термічної обробки з метою отримання нанорозмірних елементів структури і доведення рівня фізико-механічних властивостей економнолегованих конструкційних сталей до рівня хромомолібденових і хромонікелемолібденових з підвищеним ресурсом роботи.

Мета досліджень. Розробити нові способи підвищення ресурсу роботи відповідальних деталей сільськогосподарських машин.

Результати досліджень. Формування нанооб'єктів в твердій фазі можливо в результаті розпаду твердих розчинів. Отримання

нанорозмірних об'єктів (карбідів, нітридів, інтерметалідів та інш.) при розпаді твердих розчинів використовується при виготовленні загартованих і відпущених матеріалів та дисперсійно -твердих сплавів.

Процес полягає в нагріві сплаву до високої температури (як правило вище за температуру фазових перетворень), для розчинення великих первинних фаз і гомогенізації твердого розчину, фіксації отриманого стану швидким охолодженням (загартуванням) і виділенні з твердого розчину дисперсних вторинних фаз в процесі відпуску або старіння. Типовий розподіл вторинних фаз (карбідів, нітридів, інтерметалідів та інш.) показаний на рис. 1.

Одним з відомих прикладів розпаду твердого розчину є формування в Al - Cu сплавах зон Гинье-Престона, товщиною 0,5-1,0 нм і діаметром 4-10 нм, їх перетворення, при нагріві і витримці, в метастабільну фазу, товщиною 10 нм і діаметром до 150 нм, яка в процесі подальшого нагріву і витримки перетворюється на стабільну фазу Al_2Cu . Іншим характерним прикладом є виділення з твердих розчинів сплавів карбідів, нітриду, інтерметаллідів і інших фаз розміром від 1 нм і більше.

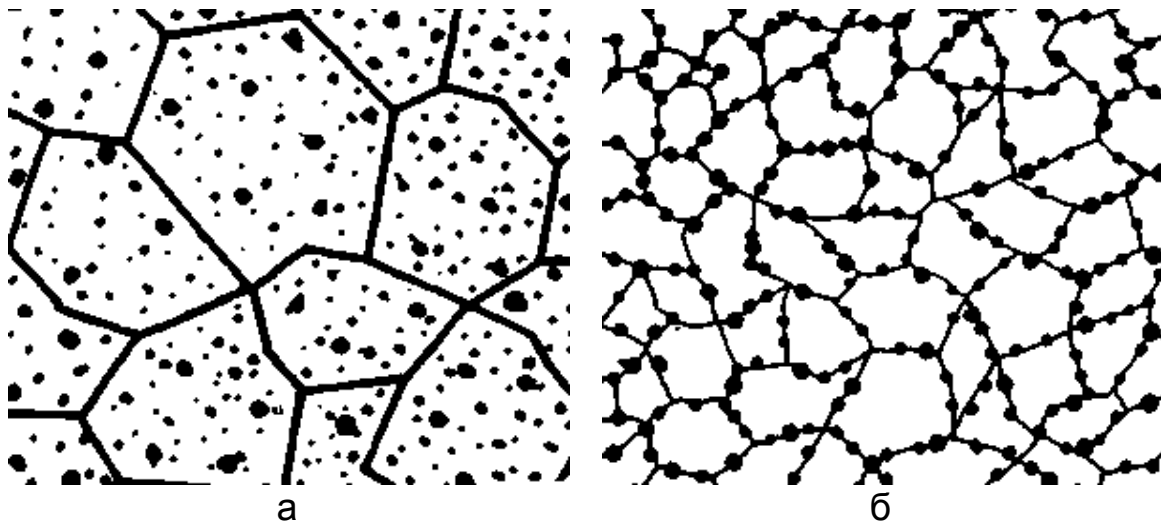


Рис. 1. Дисперсна (а) і агрегатна (б) структура дисперсійно - твердих сплавів.

Термічна обробка сплавів, властивості яких визначаються дисперсністю і розподілом вторинної фази, має ряд особливостей. Температура нагріву і витримка сплавів перед загартуванням визначаються умовами максимального розчинення вторинних фаз в матриці і мінімального розміру зерна. Збільшення температури нагріву і часу витримки під загартування призводить до інтенсифікації процесу розчинення вторинних фаз і одночасно до зростання зерен. Відпуск або старіння після загартування

призводить до виділення і коагуляції вторинних фаз, розмір і розподіл яких істотно залежать від режимів термічної обробки і хімічного складу сплаву.

Процес виділення вторинних фаз залежить від зміни вільної енергії системи і термодинамічних параметрів фазових перетворень, які визначають послідовність структурних станів сплаву і закономірності зародження центрів нових фаз і їх зростання. Параметри термічної обробки і хімічний склад матеріалу чинять неоднозначний вплив на дисперсність і розподіл вторинних фаз.

Температура рівноваги різних фаз в металі істотно залежить не стільки від абсолютної зміни вільної енергії системи, скільки від співвідношення зміни вільних енергій початкової фази та фази, що утворюється. Якщо зміна вільної енергії початкової фази, наприклад при легуванні фериту, повністю або значною мірою унаслідкується в процесі фазового перетворення, фазою, що утворюється, наприклад аустенітом, то зміщення температури початку фазового перетворення при нагріві відбуватиметься в область вищих температур. У випадку якщо унаслідкується частина зміни вільної енергії початок процесу буде зміщуватися в область нижчих температур.

Необхідною умовою отримання дисперсних фаз є їх розчинення в процесі високотемпературного нагріву. Температура рівноваги вторинних фаз і твердого розчину визначається термодинамічною активністю компонентів фаз і вільною енергією їх утворення в розчині, які, у свою чергу, залежать від хімічного складу. Наприклад, температури рівноваги нітриду алюмінію, ванадію і церію, а також карбідів ванадію в аустеніті можуть бути розраховані за наступними рівняннями:

$$T_{VN} = (-9473 + 2436[V] + 8950[N] + 932[C] + 160[Mn] - 67[Si] + 419[Cr] + 1610[Al] + 411[Ce] - 535[Ni] + 2659[Mo]) / (\lg[V \cdot N] - 3,97 + 1,5[V] + 5,44[N] + 0,059[Si] + 0,128[Cr] + 0,0598[Mn] + 0,831[Al] + 0,196[Ce] + 0,408[C] - 0,0344[Ni] + 1,5[Mo]); \quad (1)$$

$$T_{AIN} = (-11794 + 1558[Al] + 310[N] - 73[C] + 2461[V] + 108[Si] + 325[Mn] + 281[Cr] + 411[Ce]) / (\lg[Al \cdot N] - 5,0 + 0,861[Al] + 1,6[N] + 0,118[C] + 1,5[V] + 0,18[Si] + 0,171[Mn] + 0,086[Cr] + 0,196[Ce]); \quad (2)$$

$$T_{VC} = (-9500 - 66[Si] + 38[Mn] + 212[Cr] + 9323[N]) / (\lg[V \cdot C] - 6,72 + 6,5 \cdot 10^{-3}[Mn] + 0,0524[Cr] + 0,0932[Si] + 5,79[N]); \quad (3)$$

$$T_{CeN} = (-9040 + 700[C] - 271[Si] - 80[Mn] + 312[Cr] + 2461[V]) / (\lg[Ce \cdot N] - 4,25 + 0,654[C] - 0,097[Si] + 0,106[Cr] + 1,5[V] + 0,067[Mn]) \quad (4)$$

де - [V], [N], [C], [Mn], [Si], [Cr], [Al], [Ce], [Ni], [Mo] зміст елементів в аустеніті, мас. дол. %.

Приведені залежності в нерівноважних умовах характеризують температури початку виділення вторинної фази при охолодженні і повного розчинення при нагріві стали.

Виділення вторинних фаз з твердих розчинів починається при переохолодженні їх нижче за температуру рівноваги. Термодинамічна активність і дифузійна рухливість компонентів, що утворюють вторинну фазу є одними з основних чинників, що визначають кінетику процесу.

Відомо, що відношення об'єму нової фази, що виділилася, у момент часу τ до рівноважного об'єму (ξ) описується рівнянням А.Н. Колмогорова:

$$\xi = 1 - \exp\left\{-\left[\frac{X_\beta - X_\alpha^p}{X_\alpha^o - X_\alpha^p}\right] \int_0^\tau J(\tau) V(\tau - \tau_0) d\tau\right\}, \quad (5)$$

де $J(\tau)$ - швидкість утворення вторинної фази; $V(\tau - \tau_0)$ - об'єм нової фази, що виникла у момент часу τ_0 до моменту часу τ ; X_β , X_α^p , X_α^o - відповідно, мольна доля фазоутворюючого елементу у вторинній фазі, в розчині рівноважному з вторинною фазою і в початковому метастабільному розчині.

При цьому швидкість зародження нової фази довільної форми описується рівнянням:

$$J = A \cdot N_v (kT/h) \exp[-(W+U)/RT], \quad (6)$$

де A - постійна, залежна від величини енергетичного бар'єру зародження вторинної фази (W); h - постійна Планка; N_v - число атомів фазоутворюючих елементів в одиниці об'єму; U - енергія активації дифузії (близька до енергії активації дифузії найменш рухливого компоненту); k - постійна Больцмана.

Швидкість росту сферичної частинки (радіусом r), згідно з розрахунками Б.Я. Любова, описується рівнянням

$$dr/d\tau = [(X_\alpha^o - X_\alpha^p)/(X_\beta - X_\alpha^p)](D/r), \quad (7)$$

де D - коефіцієнт дифузії розчиненої речовини.

Приведені залежності показують, що кінетика виділення вторинних фаз з твердого розчину контролюється змістом фазоутворюючих елементів в твердому розчині, температурою, яка визначає величину термодинамічного стимулу реакції виділення, дифузією компонентів, що утворюють вторинну фазу і часом процесу.

Вплив температури на кінетику виділення вторинних фаз пов'язаний не лише з абсолютним значенням температури (T), але і з відхиленням процесу від температури рівноваги вторинних фаз з твердим розчином (T_p).

При невеликих значеннях переохолодження ($\Delta T = T_p - T$) величина енергетичного бар'єру W має велике значення, отже, множник $\exp(-W/RT)$ буде близький до нуля, що приводить, незважаючи на високу дифузійну рухливість атомів фазоутворюючих елементів, до нескінченно малої швидкості зародження. Із збільшенням значень (ΔT) величина енергетичного бар'єру зародження нової фази зменшується і якщо дифузійна рухливість атомів буде досить велика, то швидкість розпаду зростатиме. У разі інтенсивного зростання енергії активації (U), що перевищує прискорюючу дію зниження величини W , швидкість розпаду після досягнення максимуму почне зменшуватися.

Враховуючи, що процеси розчинення і виділення вторинних фаз в аустенітній області відбуваються в умовах відносно високої дифузійної рухливості атомів, можна допустити, що в цьому випадку вплив температурного чинника в основному проявлятиметься у відхиленні температури процесу від рівноважної.

Кінетика розчинення і виділення вторинних фаз в аустеніті визначається змістом фазоутворюючих елементів, відхиленням температури процесу від температури рівноваги фаз, часом процесу і активністю компонентів в твердому розчині.

Наприклад, зміна вмісту нітриду ванадію (q_{VN}^a) при нагріві низко- і середньолегованих сталей визначається значеннями коефіцієнтів термодинамічної активності азоту (f_N) і ванадію (f_V), ступенем відхилення температури аустенітизації від рівноважної температури розчинення нітридної фази ($\Delta T = T_{VN} - T$), тривалістю нагріву (τ) і описується наступною залежністю:

$$q_{VN}^a = 3,63 + 5,56 \cdot 10^{-2} \tau - 4,36 \lg(f_N \cdot f_V) + 0,176 \Delta T. \quad (8)$$

Приведена закономірність дозволяє оцінювати вплив легування на процес розчинення і виділення нітриду ванадію в аустеніті сталей при різних термочасових параметрах нагріву.

Особливість виділення вторинних фаз при високо-температурному відпуску загартованих залізобуглецевих сплавів полягає в тому, що процес починається з утворення ізоморфних матриці дископодібних зон елементів заміщення і втілення, перетворення їх в "змішані" зони, що включають елементи заміщення і втілення і, нарешті, виділення вторинної фази з кристалічною решіткою B1 незалежно від її рівноважного стану з наступною перебудовою в рівноважну структуру.

Механізм зародження фаз втілення в залізі не залежить від типу елемента втілення. Розпад починається з формування ізоморфних матриці кластерів зон. Утворення кластерів карбідо- і нітридоутворюючих елементів, а також вуглецю і азоту змінює

термодинамічні співвідношення в сплаві, що є однією з причин дифузії атомів вуглецю і азоту до місць скупчення атомів карбідо- і нітридоутворюючих елементів, що мають більшу спорідненість до вуглецю і азоту, ніж залізо. Скупчення атомів стають змішаними і при цьому вільна енергія сплаву знижується.

Результати досліджень показують, що кінетика виділення карбідів і нітридів при відпуску загартованої конструкційної сталі описується, відповідно, дифузійною рухливістю (D_C^Φ , D_N^Φ) і межею розчинності ($[C]_p^\Phi$, $[N]_p^\Phi$) вуглецю і азоту у фериті, а також тривалістю процесу (τ). Аналітичні залежності мають наступний вигляд:

$$q_k^\Phi = 19,3 + 0,848 \cdot \ln D_C^\Phi - 3,01 \cdot \lg[C]_p^\Phi + 4,75 \cdot 10^{-3} \tau, \quad (9)$$

$$q_{VN}^\Phi = 57,6 + 0,356 \cdot \ln D_N^\Phi - 9,17 \cdot \lg[N]_p^\Phi + 7,79 \cdot \tau, \quad (10)$$

$$d_k = 294,79 + 23,776 \cdot \ln D_C^\Phi + 0,48 \cdot (\ln D_C^\Phi)^2, \quad (11)$$

$$d_{VN} = 0,866 + 4,96 \cdot 10^{-2} \cdot \ln D_N^\Phi + 7,44 \cdot 10^{-5} \cdot (\ln D_N^\Phi)^2, \quad (12)$$

$$\lambda_k = -4,87 + 28,81 \cdot \lg[C]_p^\Phi + 1,23 \cdot \lg[C]_p^\Phi \cdot \ln D_C^\Phi + 8,62 \cdot d_k, \quad (13)$$

$$\lambda_{VN} = -0,963 + 1,31 \cdot \lg[N]_p^\Phi + 3,33 \cdot 10^{-2} \cdot \lg[N]_p^\Phi \cdot \ln D_N^\Phi + 23,47 \cdot d_{VN}, \quad (14)$$

де q_{VN}^Φ і q_k^Φ , d_{VN} і d_k , λ_{VN} і λ_k - масова доля, розмір і міжчасткові відстані нітриду ванадію і карбідів, відповідно.

Вище наведені закономірності забезпечують прогнозування кінетики виділення нанорозмірних карбідної та нітридванадієвої фаз в низько- і середньолегованих конструкційних сталях і оптимізацію температурно-часових параметрів їх поліпшення з метою рівномірного розподілу нанорозмірних дисперсних вторинних фаз в матриці.

У разі відомої кінетики виділення вторинних фаз з твердого кристалічного розчину можливо цілеспрямоване управління процесом утворення нанокристалічних матеріалів. З урахуванням наведених закономірностей виділення карбідної і нітридванадієвої фаз в процесі відпуску загартованої конструкційної сталі (9 - 14) розроблені сталі, що містять нітриди ванадію (VN) розміром від 20 до 220 нм (рис. 2), які визначають рівень властивостей сталей.

Виготовлення таких відповідальних деталей сільсько-господарських машин, як ланки гусениць, ведучі колеса та катки тракторів з низько легованих конструкційних сталей з нанорозмірними частинками нітридів ванадію та їх застосування дозволило знизити швидкість абразивного зношування в 1,5 – 2 рази, а робочий ресурс підвищить в 2-2,5 рази.

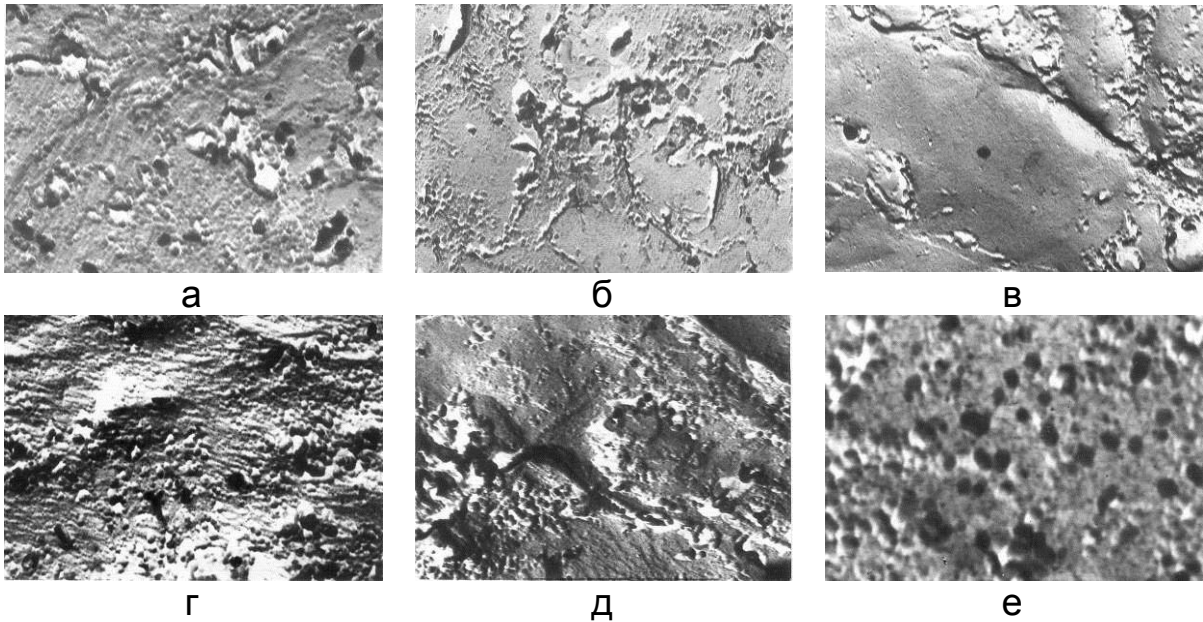


Рис. 2. Нанорозмірні нітриди ванадію (чорні включення) в поліпшених сталях 20ХГСАФЛ (а), 40ХГСАФЛ (б), 20ХГЗСАФЛ (в), 20ХГСЗАФЛ (г), 20ХЗГСАФЛ (д) і армко-залізі (е): а, б в, г, д - збільшення 27000; е - 39000.

Висновок. Встановлені кількісні закономірності впливу хімічного складу на фазові параметри, що визначають формування нанорозмірних елементів структури і властивості конструкційних сталей. Отримані аналітичні залежності забезпечують можливість комп'ютерної оптимізації хімічних складів і режимів термічної обробки конструкційних сталей з оптимальним поєднанням рівня легування, абразивної зносостійкості і ресурсу роботи відповідальних деталей сільськогосподарських машин.

Список літератури

1. Шпак А. П., Куницкий Ю. А., Карбовский В. Л. Кластерные и наноструктурные материалы. Т. 1. – К.: Академперіодика, 2001. – 588 с.

Приведены перспективные направления повышения ресурса работы ответственных деталей сельскохозяйственных машин.

Ресурс, наночастица, дисперсионное упрочнение, карбиды, нитриды, ванадий, ведущее колесо, каток, звено гусеницы, трактор.

Perspective directions of increasing the service life of responsible details of agricultural machines are.

Resource, nanoparticle, dispersion hardening, carbides, nitrides, vanadium, driving wheel, roller, track link, the tractor.

НАУКОВА ШКОЛА З МЕХАНІЗАЦІЇ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ В НУБІП УКРАЇНИ

В.М. Булгаков, академік НААН

Розглянуто основні досягнення сучасних наукових досліджень, які проведені в Національному університеті біоресурсів і природокористування України з механізації збирання цукрових буряків та проаналізовано стан використання сучасних теорій та розроблених нових конструкцій бурякозбиральних машин і їх робочих органів, технічний рівень яких відповідає кращим світовим аналогам.

Цукровий буряк, механізація, бурякозбиральний комбайн, машинобудування, коренеплід

Вступ. Україна належить до високорозвинених бурякосіючих країн Європи і світу де цукор є одним із головних стратегічних продуктів, що виробляється сільським господарством. Вітчизняному сільськогосподарському машинобудуванню необхідно налагодити випуск бурякозбиральних машин, функціональні та експлуатаційні показники яких не тільки відповідали б рівню кращих світових аналогів, але й перевищували їх. Підвищення якісних показників процесу збирання цукрових буряків є комплексною науково-технічною проблемою, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень робочих органів та компоновальних схем машин, ґрунтовному теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженні проведених теоретичних досліджень з кінцевою метою аналізу і синтезу оптимальних їх параметрів. В НУБіП України (колишня Українська сільськогосподарська академія) наприкінці 70-х років минулого століття була створена наукова школа з механізації збирання цукрових буряків. Вона сформувалась, в основному, на кафедрі механіки і ТММ (яка зараз, на жаль не існує) факультету механізації сільського господарства (тепер Технічний ННІ). Яскравими представниками цієї школи є Головач І.В., Гевко Р.Б. та Хелемендик М.М., які виконали і успішно захистили докторські дисертаційні роботи з теоретичних основ вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків, очищення вороху коренебульбоплодів вдосконаленими очисними робочими органами

та розробленими новими бурякозбиральними комбайнами, що серійно виготовлялись на Тернопільському і Дніпропетровському комбайнових заводах, розробки нових механіко-технологічних основ збирання цукрових буряків у складних умовах та розробці для цього низки вдосконалених робочих органів. До представників зазначеної наукової школи, які успішно стали кандидатами технічних наук відносяться Теслюк В.В. (тепер доктор сільськогосподарських наук, завідувач кафедри НУБіПУ), Козіброда Я.І., Орехівський В.Д., Сипливець О.О., Березовий М.Г., Яременко В.В. та Борис А.М. Всі вони створили нові теорії вдосконалених технологічних процесів та розробили нові конструкції робочих органів бурякозбиральних машин. Зокрема, теорію безпідпорного, безкопінного зрізу гички, вдосконалену теорію очисників головок коренеплодів від залишків гички на корені, нові теорії руху частинок гички при транспортуванні завантажувальними пристроями, нову теорію копінно-різального елемента відокремлювача гички. Було створено причіпну коренезбиральну машину МКП-6 з вдосконаленою системою очищення коренеплодів від домішок та вивантаження, самохідний бункерний бурякозбиральний комбайн, а також комбіновану шестирядну гичкозбиральну машину; новий комплекс бурякозбиральних машин для фермерських господарств – КПФ-1,5 і ККП-ЗА; комплекс машин для збирання кормового буряку – БУМ-6 і КУМ-6. Доробок наукової школи складає 900 наукових статей, з яких більш ніж 200 опубліковано за кордоном (в США, Канаді, Франції, Німеччині, Бельгії, Чехії, Словаччині, Польщі, Болгарії, Румунії, Латвії, Литві, Білорусії, Росії), 750 патентів на винаходи, 17 монографій.

Аналіз останніх досліджень. Проектування перших у нашій країні бурякозбиральних машин почалось ще у 30-роках минулого століття завдяки фундаментальним (на той час) теоретичним та експериментальним дослідженням академіка АН УРСР Василенка А.А. [1]. У подальшому чисельний загін науковців, під керівництвом академіків Василенка П.М. та Погорілого Л.В. [2-5] наприкінці минулого століття, в основному сформулювали основні положення теорії та розрахунку бурякозбиральних машин, які широко використовувались конструкторськими бюро комбайнових заводів при розробці вітчизняної бурякозбиральної техніки. Однак, незважаючи на суттєві успіхи (в тому числі і у світовій науковій та конструкторській практиці) у створенні, виробництві та експлуатації високопродуктивної бурякозбиральної техніки, і донині зберігається ще багато невирішених суттєвих проблем, що мають як світове значення так і ряд невирішених до сьогодні питань, що безпосередньо пов'язані зі збиранням цукрового буряку саме в

Україні. Це, безумовно, проблема підвищення якості бурякової сировини, особливо в разі її отримання при складних умовах збирання (підвищена твердість ґрунту або його надмірна вологість, нерівномірність і непрямолінійність посівів, надмірна засміченість бур'янами тощо), що широко розповсюджено у виробництві цієї технічної культури. Тому, пошук нових теоретичних розробок та конструкторських рішень у світі зараз триває з не меншою інтенсивністю, ніж на початку створення перших зразків бурякозбиральної техніки [6-12]. Крім вище зазначеної якості сировини науковцями Європи і світу докладаються значні зусилля по пошуку умов суттєвого зниження питомої енергомісткості процесу викопування коренеплодів, підвищення продуктивності та надійності машин, а також значного зменшення забрудненості вороху ґрунтовими домішками, оскільки за екологічних вимог не дозволяється вивозити з полів разом з коренеплодами родючий ґрунт.

Мета досліджень. Показати рівень сучасних теоретичних розробок робочих процесів бурякозбиральних машин, що виконані у науковій школі НУБіП України і втілені у конкретні конструкції машин, які мають рівень кращих світових аналогів.

Результати досліджень. На підставі створених нових теорій бурякозбиральних машин [10] розроблені основні положення розрахунку та проектування гичкозбиральних машин роторного типу. Так, зокрема, була аналітично обґрунтована уточнена умова повного зрізання пучка гички діаметром d при першому зіткненні леза дугоподібного ножа з пучком гички такого вигляду:

$$d = v_n t - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np.}}} t \right) - \frac{P_{cp.}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_{np.}}} t \right). \quad (1)$$

де $P_{cp.}$ – середня сила різання; $M_{np.}$ – приведена маса ножа (маса ножа, що приведена до точки удару леза об пучок гички); $m_{np.}$ – маса пучка гички, приведена до точки удару; v_n – критична швидкість поступального переміщення ножа, при якій можливий безпідпирний зріз вільно стоячих пучків гички; $v_n t$ – переміщення кромки леза ножа в момент часу t при відсутності зіткнення з пучком гички, коли ніж перебуває у радіальному положенні; c – коефіцієнт пружності гички; μ – коефіцієнт пропорційності (інтенсивність навантаження, що діє на ніж при відхиленні його на одиницю довжини).

Отриманий вираз (1) дав можливість задавати такі конструктивні і кінематичні параметри роторного гичкорізального апарату, при яких зріз пучка гички відбувається у процесі одноразового зіткнення леза дугоподібного ножа з пучком гички. Це

дало можливість спроектувати роторний гичкорізальний апарат з новими конструктивними параметрами, на які отримано патенти України [15, 16]. Була розроблена надлегка високо надійна гичкозбиральна машина роторного типу, конструктивно-технологічна схема якої представлена на рис. 1, на рис. 2 – загальний вигляд, яка додатково може використовуватись як звичайна косарка (якісне зрізання травостою висотою до 1 м). Тернопільський комбайновий завод виготовив дослідну партію таких гичкозбиральних машин, яка зараз успішно проходить випробування у різних зонах бурякосіяння. Технічна характеристика нової гичкозбиральної машина така: ширина захвату – 1,35 м (або 3 рядки коренеплодів буряків); робоча швидкість – до 2,1 м/с; вага – 850 кг; агрегування – трактор класу 1,4 (або 2,0) з фронтальним начіпним пристроєм; Продуктивність за 1 год. чистого часу – 1,0...1,2 га. Гичкозбиральна машина може використовуватись практично за будь-яких погодних умов.

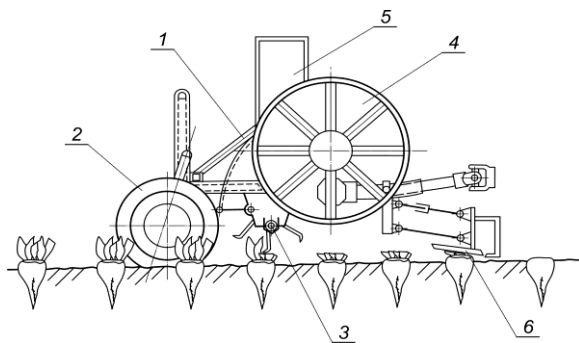


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема: 1 – рама; 2 – пневматичні копіювальні колеса; 3 – роторний гичкорізальний апарат; 4 – гвинтовий транспортер та лопатева шпурлялка; 5 – завантажувальна труба; 6 – дообрізувач головок коренеплодів.



Рис. 2. Універсальна гичкозбиральна машина

Результати виробничих випробувань нової гичкозбиральної машини показали, що досягається суттєве зниження кількості залишків гички на головках коренеплодів цукрового буряку – до 1,5...3,0 %; зниження втрат гички на 5...7 %; зниження енергетичних параметрів процесу зрізування гички цукрового буряку в середньому в 1,5 – 1,8 рази в порівнянні з гичкозбиральними машинами, які серійно виготовляються.

Створення теорії лемішного викопуючого робочого органу, а потім і вібраційного копача [6-7, 17] дало можливість отримати нову аналітичну залежність поступальної швидкості руху v , за якої не відбуває пошкодження коренеплодів буряків (не обламується хвостова частина) при вилученні його з ґрунту [10]:

$$v = \sqrt{\frac{g([P_x] + 2abk_{y\delta})(\cos\theta - f \sin\theta \sin\gamma)\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} - 2ab\gamma_{o\delta} \sin\theta \sin\gamma \left[tg\gamma + f_1(\cos^2\gamma + \sin^2\gamma \cos\theta) \times \right.}{-gGtg\gamma - f_1gG(\cos^2\gamma + \sin^2\gamma \cos\theta)\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \left. \times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right]}{}} \quad (2)$$

Використовуючи умову (2), яка містить конструктивні параметри лемішного викопуючого робочого органу, а також на підставі розробленої нової теорії вібраційного викопуючого робочого органу, на основі якій визначені переміщення і швидкості коренеплоду при його викопуванні з ґрунту через амплітуду H повздовжніх коливань і частоту ω коливань, а також конструктивні параметри, такого вигляду:

$$\dot{x} = -\frac{H}{m\omega} \sin\gamma (\cos\theta \sin\theta + f \cos^2\theta) \cos\omega t - \frac{R_x}{m} t + \frac{H}{m\omega} \sin\gamma (\cos\theta \sin\theta + f \cos^2\theta), \quad (3)$$

$$x = -\frac{H}{m\omega^2} \sin\gamma (\cos\theta \sin\theta + f \cos^2\theta) \sin\omega t - \frac{R_x}{2m} t^2 + \frac{H}{m\omega} \sin\gamma (\cos\theta \sin\theta + f \cos^2\theta) t + x_0, \quad (4)$$

Спроектований новий вібраційний викопуючий орган, конструктивно-технологічна схема якого представлена на рис. 3, а загальний вигляд на рис. 4.

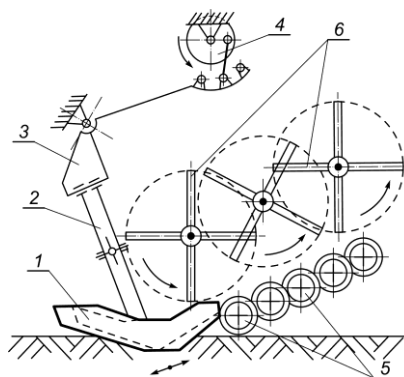


Рис. 3. Конструктивно-технологічна схема: 1 – викопуючі лемеші; 2 – стійки; 3 – механізм регулювання відстані між лемешами; 4 – вібраційний привід; 5 – шнековий транспортер; 6 – бітери.

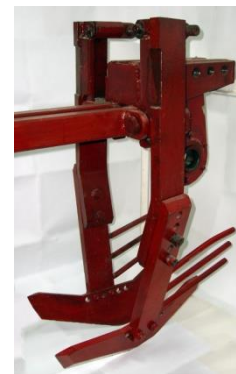


Рис. 4. Загальний вигляд вібраційного викопуючого робочого органу

Конструкція вібраційного викопуючого робочого органу, на яку отримані патенти України [12-14], побудована за принципом, за яким коливання його викопуючих лемешів здійснюються у повздовжньо-вертикальній площині з амплітудою і частотою, що можуть регулюватись у широких межах. Це дає можливість використовувати дані вібраційні викопуючі робочі органи на різних типах ґрунтів, які мають на момент збирання різні вологість і твердість. Крім того, дані робочі органи мають здатність самовстановлюватись відносно повздовжньої осі рядка коренеплодів, що також забезпечує зниження пошкоджень коренеплодів буряків при викопуванні з ґрунту. Наявність механізму, який забезпечує зміну відстані між викопуючими лемешами, дає можливість здійснювати високоякісне викопування з ґрунту різних за розмірами і формою коренеплодів цукрових буряків.

Вібраційний викопуючий робочий орган має таку технічну характеристику: частота коливань – 8,5...20,3 Гц; поступальна швидкість руху – 0,75...2,28 м/с; амплітуда коливань – 8...24 мм; глибина ходу лемешів в ґрунті – 75...150 мм.

Встановлення вібраційних викопуючих робочих органів на причіпну бункерну коренезбиральну машину показали, що втрати коренеплодів при викопуванні не перевищують 1,0...1,5%. Пошкодження коренеплодів цукрового буряку при цьому дуже незначні і не перевищують 1,5...3,0 %.

Сучасні наукові дослідження та нові конструкторські розробки торкалися поєднання процесу копіювання та відокремлення гички цукрових буряків одним робочим органом (рис. 5, 6). На підставі проведених теоретичних досліджень взаємодії копійно-різального елемента відокремлювача гички визначено оптимальну нормальну реакцію на коренеплід цукрових буряків при дії на нього системи з двох робочих елементів [18]:

$$N = \frac{J\ddot{\varphi} + M_R - \frac{J\ddot{\varphi}_2 + M_{R2} \sqrt{\sin^2 \varphi_2 \cos^2 \alpha + \cos^2 \varphi_2} m_{21}}{\sqrt{\left[(r_0 + l_{m2} \cos \varphi_2) \cos \alpha - \frac{b}{2} \sin \alpha \right]^2 + \left[(r_0 + l_{m2} \cos \varphi_2) \sin \alpha - \frac{b}{2} \cos \alpha \right]^2}}}{\sqrt{\left[\rho \sin(\alpha_0 + \omega t) \right]^2 + \left[-tg \varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} - r_0 \right) - Vt \right]^2}}, \quad (5)$$

де δ – відхилення осі ротора від умовної осьової лінії рядка; b – конструктивна ширина робочого елемента; M_R та M_{R2} – моменти відцентрових сил інерції попереднього та наступного робочих елементів відносно їх осей підвісу; m_{21} – плече нормальної реакції дії наступного робочого елемента на попередній відносно його осі підвісу; φ_2 – кут відхилення наступного робочого елемента від

площини обертання; α – кут повороту вала ротора; ρ – відстань від осі ротора до вершини головки коренеплоду; d – відстань від осі ротора до основи ґрунту; r_0 – радіус осі підвісу робочого елемента; $l_{пп}$ – довжина копірної частини робочого елемента.

Результати проведених експериментальних досліджень та виробничі випробування нового відокремлювача гички цукрових буряків показали його безсумнівну перевагу у порівнянні з кращими зарубіжними аналогами по багатьом показникам.

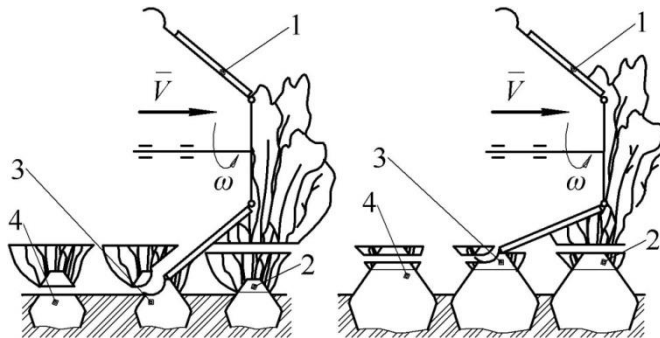


Рис. 5. Конструкційно-технологічна схема: 1 – робочий елемент; 2 – попередній безкопірний зріз; 3 – копірний зріз головок; 4 – коренеплід після зрізу.

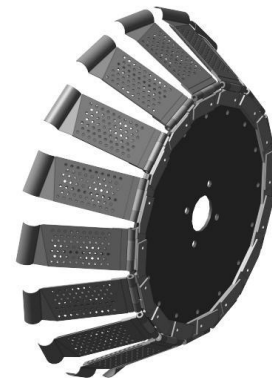


Рис. 6. Загальний вигляд відокремлювача гички цукрових буряків

Висновок. Використання проведених основних наукових досягнень та конструкторських напрацювань школи з механізації збирання цукрових буряків в НУБіП України дає змогу проектувати та виготовляти бурякозбиральні машини, технічний рівень яких не гірший ніж технічний рівень кращих зарубіжних аналогів, а за агротехнічними умовами України і перевищує вказаний рівень. Подальші дослідження в даній галузі повинні бути направлені на створення таких гичковидаляючих та викопуючих робочих органів, які б дозволяли ще більш суттєво знизити енергетичні показники технологічних процесів, за умов збереження високих показників якості. Крім того, сучасні світові підходи щодо використання сировини цукрових буряків в якості біоенергетичної культури (отримання з коренеплодів біоетанолу та збирання гички для отримання біогазу) вимагають подальших ґрунтовних досліджень та нових конструкторських напрацювань, що стосуються зменшення втрат цукроносної маси при дообрізанні головок коренеплодів на корені, більш якісного подрібнення та ретельного збирання (на відміну від розкидання по полю) зеленої гички, яка була б менш

засмічена ґрунтовими домішками, більш ретельного очищення тіл коренеплодів від зв'язаного та вільного ґрунту у буряковому воросі тощо.

Список літератури:

1. *Василенко А.А.* Бурякозбиральні машини. Теорія і розрахунок. Київ-Харків: ОНТИ, Держ. наук.-техн. вид-во, 1937. – 340 с.
2. *Василенко П.М., Погорелый Л.В., Брей В.В.* Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9 – 13.
3. *Василенко П.М.* Введение в земледельческую механику. К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
4. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) / *Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.*; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
5. *Погорелый Л.В., Татьяна Н.В.* Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
6. *Bulgakov V., Holovach I., Berezovyy M.* Longitudinal oscillations of the sugar beet root crop body at vibrational digging up from soil. Research in AGRICULTURAL ENGINEERING. Volume 51, Prague 2005 (3). – p.99-104.
7. *Bulgakov V.* Theoretical investigation of a root crop cross oscillations at vibrational digging up. – CONFERENCE PAPERS MATHEMATICS IN SCHOOLING, RESEARCH AND PRACTICE 2004, Nitra, Slovak Republic. – P. 31-41.
8. *Bulgakov V, Holovach I.* Theoretical investigation of a root crop cross oscillations at vibrational digging up. – Agricultural Engineering. Raudond varis, Kauno, Lithuania. – 2005, – P. 19-35.
9. *Булгаков В.М.* Математическая модель барабанного очистителя головок корнеплодов. – Доклады Россельхозакадемии. – 2004, №2. – С. 52-56.
10. *Булгаков В.М.* Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. – К: Видавництво НАУ, 2005. – 245 с.
11. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. *Войтюк Д.Г., Булгаков В.М.* та ін. – К: Вища освіта, 2005. – 464 с.
12. Віброкопач для коренеплодів. Патент України № 9709, опубл. в бюл. № 3, 1996 // *Булгаков В.М. та ін.*
13. Віброкопач для коренеплодів. Патент України № 10723, опубл. в бюл. № 4, 1996 // *Булгаков В.М. та ін.*
14. Віброкопач для коренеплодів. Патент України № 10724, опубл. в бюл. № 4, 1996 // *Булгаков В.М. та ін.*
15. Гичкозбиральна машина. Патент України № 44825, опубл. в бюл. №3, 2002 // *Булгаков В.М. та ін.*
16. Пристрій для відокремлення гички від коренеплодів. Патент України № 44873, опубл. в бюл. №3, 2002 // *Булгаков В.М. та ін.*
17. *Булгаков В.М., Головач І.В.* Використання вібраційних робочих органів при викопуванні коренеплодів цукрових буряків. – Вісник аграрної науки, 2004, №2. – С. 40-45.
18. *Борис А.М.* Математична модель процесу видалення гички з головок коренеплодів / *А.М. Борис* // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Глеваха: 2013. – Вип. 98. – С. 484-491.

Рассмотрены основные достижения современных научных исследований, которые проведены в Национальном университете биоресурсов и природопользования Украины и проанализировано состояние использования современных теорий свеклоуборочных машин и их рабочих органов, технический уровень которых соответствует лучшим мировым аналогам.

Сахарная свекла, механизация, свеклоуборочный комбайн, машиностроение, корнеплод

The main achievements of modern scientific research was carried out at the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine and analyzes the use of modern theories of beet machines and their working groups, technical level which corresponds to the best world standards.

Sugar beet, mechanisation, beet-harvesting combine, mechanical engineering, root crop.

УДК 631.33.024

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОКОВОГО РОЗСІЮВАННЯ НАСІННЯ ПІСЛЯ КОСОГО УДАРУ ОБ ПЛОСКУ ПОВЕРХНЮ

О.Т. Лавріненко, інженер

Визначені статистичні характеристики кута бокового відхилення траєкторій польоту насіння у вертикальних площинах по відношенню до центральної (теоретичної) площини після косоного удару насіння об плоску поверхню.

Косий удар, траєкторія польоту насіння, кут бокового відхилення, статистичні характеристики, коефіцієнт варіації.

Постановка проблеми. При виконанні підгрунтового-розкидної сівби зерновими сівалками з лаповими сошниками невід'ємною частиною процесу є розсіювання насіння по площі борозни з достатньо високою рівномірністю. Для досягнення рівномірного розподілу насіння застосовують спеціальні робочі органи – відбивачі-розподільники, які розсіюють насіння.

© О.Т. Лавріненко, 2013

Рассмотрены основные достижения современных научных исследований, которые проведены в Национальном университете биоресурсов и природопользования Украины и проанализировано состояние использования современных теорий свеклоуборочных машин и их рабочих органов, технический уровень которых соответствует лучшим мировым аналогам.

Сахарная свекла, механизация, свеклоуборочный комбайн, машиностроение, корнеплод

The main achievements of modern scientific research was carried out at the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine and analyzes the use of modern theories of beet machines and their working groups, technical level which corresponds to the best world standards.

Sugar beet, mechanisation, beet-harvesting combine, mechanical engineering, root crop.

УДК 631.33.024

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОКОВОГО РОЗСІЮВАННЯ НАСІННЯ ПІСЛЯ КОСОГО УДАРУ ОБ ПЛОСКУ ПОВЕРХНЮ

О.Т. Лавріненко, інженер

Визначені статистичні характеристики кута бокового відхилення траєкторій польоту насіння у вертикальних площинах по відношенню до центральної (теоретичної) площини після косоного удару насіння об плоску поверхню.

Косий удар, траєкторія польоту насіння, кут бокового відхилення, статистичні характеристики, коефіцієнт варіації.

Постановка проблеми. При виконанні підгрунтового-розкидної сівби зерновими сівалками з лаповими сошниками невід'ємною частиною процесу є розсіювання насіння по площі борозни з достатньо високою рівномірністю. Для досягнення рівномірного розподілу насіння застосовують спеціальні робочі органи – відбивачі-розподільники, які розсіюють насіння.

© О.Т. Лавріненко, 2013

Найбільш надійні в роботі є відбивачі, у яких використовується процес відбивання насіння від плоскої або криволінійної поверхні, тобто процес косоного удару.

Відповідно теорії косоного удару [1, 2, 3] напрямом швидкості до удару та напрямом швидкості після удару знаходяться в одній площині, тому теоретично такий відбивач-розподільник не забезпечує розподілу насіння з високою рівномірністю. Але експериментальні дослідження свідчать, що після косоного удару окремі насінини переміщуються по траєкторіях, що знаходяться в площинах відхилених вбік від центральної (теоретичної) траєкторії на різні кути. Тобто кут відхилення є випадковою величиною. Відомості про статистичні характеристики кута бокового відхилення траєкторій польоту насіння забезпечать більш точний аналіз можливостей відбивача-розподільника цього типу. Тому їх встановлення є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Результати досліджень роботи відбивача-розподільника, в якому використовується процес косоного удару, описані в ряді публікацій [4, 5, 6]. Але в них наводиться лише показники рівномірності розміщення насіння на горизонтальній поверхні. Відомості про бокові відхилення в літературі відсутні.

Мета досліджень. Визначити статистичні характеристики кута бокового відхилення траєкторій польоту насіння після косоного удару об плоску поверхню.

Результати досліджень. Для вирішення поставленої мети проведено серію дослідів, які виконувались в лабораторних умовах за допомогою установки, схема якої приведена на рис. 1. Вона складається з платформи 1 до якої за допомогою стояка 4 кріпиться напрямна трубка 3 діаметром 10 мм. На платформі встановлений відбивач 2, що являє собою плоску пластину, встановлену під кутом до горизонту α , величину якого можна змінювати. Поверхня платформи покрита клейкою речовиною та поділена на сектори з кроком 5° . За основний параметр бокового розсіювання приймається кут τ (див. рис. 1) між теоретичним та фактичним напрямками польоту насінини. Крім кута τ зміряється дальність польоту насіння l_i та лінійна величина відхилення від теоретичної площини c_i .

Досліди виконувались наступним чином. У напрямну трубку вкладали (без початкової швидкості) по одній із 100 насінин, які після падіння в напрямній трубці відбивалися від відбивача та летіли по певних траєкторіях і падали на платформу у відповідний сектор. Потім підраховували кількість насінин у кожному секторі та вимірювали величини l_i та c_i . Отримані результати обробляються для отримання статистичних характеристик.

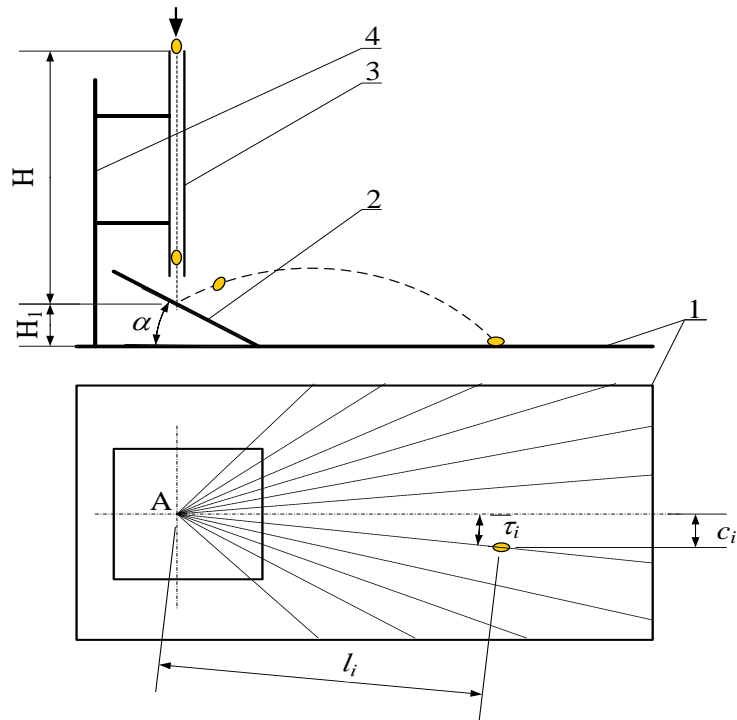


Рис. 1. Схема лабораторної установки для визначення параметрів розсіювання насіння після удару об плоский відбивач.

Характер розміщення насіння (100 шт.) на платформі після відбивання від відбивача та падіння на поверхню зображено на рис. 2 з якого видно що насіння розміщується порівняно рівномірно відносно теоретичної площини, а кути τ мають значні значення.

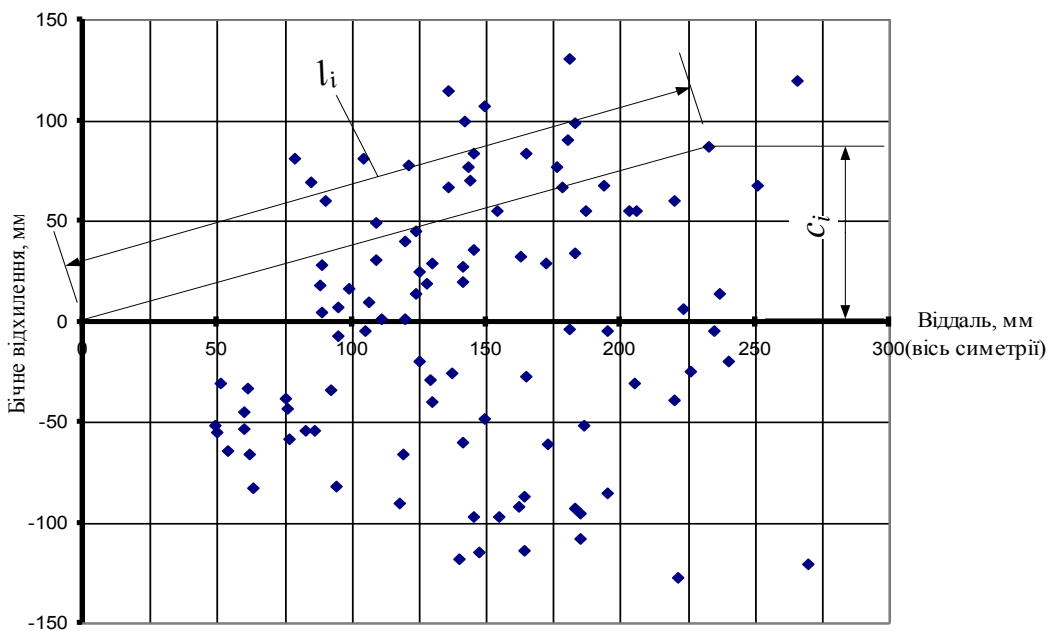


Рис. 2 Розміщення насіння (100 шт.) на платформі після відбивання від відбивача та падіння на поверхню.

У таблиці 1 приведені частоти інтервалів кутів τ для насіння пшениці та ячменю при різних величинах кута нахилу відбивної площини α та висоти падіння H . З таблиці бачимо, що кут τ лежить в межах від 0° до 40° . Проглядається тенденція зменшення діапазону розсіювання при збільшенні кута α та висоти H . Логічно було б очікувати, що максимальна частота розміщення насіння буде в інтервалі 0° - 5° для кута α , але для усіх варіантів вона зміщена в зони більших значень (10 - 15° та 15 - 20°).

1. Частоти інтервалів кута τ при різних величинах кута α та висоти падіння H .

Культура	Кут установки відбивача α , град	Висота падіння H , м	Частоти інтервалів кута τ , град								
			0-5	5-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	35-40	40-45
Пшениця	20	0,5	10	11	15	12	8	15	8	12	9
	30	0,5	17	12	23	8	13	14	8	3	2
	30	1,0	12	23	23	14	18	8	2	-	-
Ячмінь	20	0,5	12	17	12	8	6	10	5	8	9
	30	0,5	13	18	19	16	13	10	4	2	4

Після обробки одержаних результатів визначено статистичні характеристики досліджуваних параметрів розсіювання, які приведено в таблиці 2.

Кут τ знаходиться в межах 0 - $59,6^\circ$, а середня його величина становить $16,8$ - $22,1^\circ$. Менші значення τ отримані при більших величинах кута α та висоти падіння H . Коефіцієнт варіації кута τ лежить в межах $0,60$ - 12% . Дальність польоту насіння l знаходиться в межах $0,04$ - $0,41$ м, середня її величина - в межах $0,15$ - $0,23$ м, а коефіцієнт варіації ν – 35 - 45 - 2% .

Бокове зміщення c знаходиться в межах 0 - $0,132$ м для різних культур. Параметри розсіювання різняться не істотно. Наприклад, при $\alpha = 20^\circ$, $H = 0,5$ м для пшениці і ячменя середні значення τ становлять $22,1$ і 24° , а середні значення l - $0,157$ і $0,150$ м, відповідно.

Кут τ знаходиться в межах 0 - $59,6^\circ$, а середня його величина становить $16,8$ - $22,1^\circ$. Менші значення τ отримані при більших величинах кута α та висоти падіння H . Коефіцієнт варіації кута τ лежить в межах $0,60$ - 12% . Дальність польоту насіння l знаходиться в межах $0,04$ - $0,41$ м, середня її величина - в межах $0,15$ - $0,23$ м, а коефіцієнт варіації ν – 35 - 45 - 2% . Бокове зміщення c знаходиться в межах 0 - $0,132$ м для різних культур. Параметри розсіювання різняться не істотно. Наприклад, при $\alpha = 20^\circ$, $H = 0,5$ м для пшениці і

ячменя середні значення τ становлять 22,1 і 24°, а середні значення l - 0,157 і 0,150 м, відповідно.

2. Результати експериментальних досліджень параметрів розсіювача насіння після удару об плоский відбивач.

Культура	Кут установки відбивача α , град.	Висота падіння H , м	Показники	Значення статистичних характеристик				
				min	max	середнє, м	середн. квадр. відхил. σ	коєф. варіації ν
Пшениця	20	0,5	τ , град.	0,5	52,8	22,14	13,18	0,6
			l , м	0,06	0,296	0,157	0,054	0,34
			c , м	0,001	0,131	0,056	0,034	0,62
	30	0,5	τ , град.	0,0	49	18,05	11,45	0,64
			l , м	0,06	0,246	0,128	0,047	0,37
			c , м	0,0	0,126	0,038	0,027	0,71
30	1,0	τ , град.	0,3	59,6	16,8	10,3	0,62	
		l , м	0,08	0,41	0,23	0,078	0,35	
		c , м	0,01	0,16	0,064	0,04	0,63	
Ячмінь	20	0,5	τ , град.	0,0	64,4	24,0	17,21	0,72
			l , м	0,04	0,31	0,15	0,061	0,41
			c , м	0,0	0,18	0,054	0,039	0,73
	30	0,5	τ , град.	0,5	46,8	16,73	10,9	0,66
			l , м	0,06	0,316	0,15	0,062	0,42
			c , м	0,02	0,132	0,04	0,031	0,75
Горох	20	0,5	τ , град.	0,0	53,5	15,7	13,15	0,84
			l , м	0,07	0,259	0,122	0,038	0,31
			c , м	0,0	0,154	0,031	0,027	0,89

Висновки

1. При косому ударі насіння об плоску поверхню площини траєкторій окремих насінин відхилені від центральної (теоретичної) площини на кут τ , величина якого випадкова і має такі статистичні характеристики: середнє значення 16,8-24,0°; коефіцієнт варіації – 60-72%.

2. При збільшенні кута нахилу відбивної площини до горизонту α швидкості падіння (висоти падіння) спостерігається тенденція зменшення кута τ .

3. Статистичні характеристики параметрів розсіювання різних культур (пшениця, ячмінь) різняться не істотно.

Список літератури

1. Методика та приклади розв'язування задач з теоретичної механіки / Каплунова А.В., Михайловський В.А., Сірош І.П., Станкевич В.І., Фельдман А.А. // Держсільгоспвидав УРСР.: К. – 1961. 390 с.
2. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики / Н.Н. Бухгольц – М.: Наука, 1972, ч.1, 467 с.
3. Теоретична механіка (Навчальний посібник) / [С. І. Кучеренко, В. В. Бурлака, Л. М. Тіщенко та ін.]; за ред. С. І. Кучеренка. – Харків: 2012. – 568 с.
4. Гурницький П.Г. Новая сямка для безрядкового посева зерновых культур. Сб. «Прогрессивные способы посева зерновых культур». – М: 1959 г.
5. Ногтиков А.А., Глотов А.Л., Сазонов Д.С. Сошник для внутріпачвенно-розбросного посева // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 1996. - №2. – С.29-30.
6. Павельчук Ю.Ф. Обґрунтування параметрів сошників для сівби зернових культур підґрунтового-розкидним способом: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11/ Павельчук Юрій Федорович. – Кам'янець-Подільський, 2009. – 245 с.

Определены статистические характеристики угла бокового отклонения траекторий полета семян в вертикальных плоскостях по отношению к центральной (теоретической) плоскости после косо́го удара семян о плоскую поверхность.

Косой удар, траектория полета семян, угол бокового отклонения, статистические характеристики, коэффициент вариации.

Identified the statistical characteristics of a lateral deviation angle trajectories seeds in vertical planes relative to the center (theoretical) after the oblique hitting a flat surface of the seed.

Oblique impact, trajectory of seed, angle of lateral deviation, statistical characteristics, coefficient of variation.

УДК 534.1

ЗАСТОСУВАННЯ СПОСОБУ ПРЯМОЇ ЛІНЕАРИЗАЦІЇ ДЛЯ АНАЛІЗУ РЕЖИМІВ ВИМУШЕНИХ (СУБ-/СУПЕРГАРМОНІЧНИХ) КОЛИВАНЬ ВІБРОУДАРНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
М.Г. Діктерук, Ю.В. Човнюк, кандидати технічних наук***

Запропонований метод прямої лінеаризації Я.Г. Пановка для аналізу режимів вимушених супер- та субгармонічних коливань у

© В.С. Ловейкін, М.Г. Діктерук, Ю.В. Човнюк, 2013

Список літератури

1. Методика та приклади розв'язування задач з теоретичної механіки / Каплунова А.В., Михайловський В.А., Сірош І.П., Станкевич В.І., Фельдман А.А. // Держсільгоспвидав УРСР.: К. – 1961. 390 с.
2. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики / Н.Н. Бухгольц – М.: Наука, 1972, ч.1, 467 с.
3. Теоретична механіка (Навчальний посібник) / [С. І. Кучеренко, В. В. Бурлака, Л. М. Тіщенко та ін.]; за ред. С. І. Кучеренка. – Харків: 2012. – 568 с.
4. Гурницький П.Г. Новая сямка для безрядкового посева зерновых культур. Сб. «Прогрессивные способы посева зерновых культур». – М: 1959 г.
5. Ногтиков А.А., Глотов А.Л., Сазонов Д.С. Сошник для внутріпачвенно-розбросного посева // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 1996. - №2. – С.29-30.
6. Павельчук Ю.Ф. Обґрунтування параметрів сошників для сівби зернових культур підґрунтового-розкидним способом: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11/ Павельчук Юрій Федорович. – Кам'янець-Подільський, 2009. – 245 с.

Определены статистические характеристики угла бокового отклонения траекторий полета семян в вертикальных плоскостях по отношению к центральной (теоретической) плоскости после косо́го удара семян о плоскую поверхность.

Косой удар, траектория полета семян, угол бокового отклонения, статистические характеристики, коэффициент вариации.

Identified the statistical characteristics of a lateral deviation angle trajectories seeds in vertical planes relative to the center (theoretical) after the oblique hitting a flat surface of the seed.

Oblique impact, trajectory of seed, angle of lateral deviation, statistical characteristics, coefficient of variation.

УДК 534.1

ЗАСТОСУВАННЯ СПОСОБУ ПРЯМОЇ ЛІНЕАРИЗАЦІЇ ДЛЯ АНАЛІЗУ РЕЖИМІВ ВИМУШЕНИХ (СУБ-/СУПЕРГАРМОНІЧНИХ) КОЛИВАНЬ ВІБРОУДАРНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
М.Г. Діктерук, Ю.В. Човнюк, кандидати технічних наук***

Запропонований метод прямої лінеаризації Я.Г. Пановка для аналізу режимів вимушених супер- та субгармонічних коливань у

© В.С. Ловейкін, М.Г. Діктерук, Ю.В. Човнюк, 2013

віброударних системах. Отримана замкнена форма розв'язку при дії довільної періодичної сили.

Фізико-механічне моделювання, математичне та інформаційно-аналітичне забезпечення, системи автоматизованого проектування (САПР), віброударні механічні системи, спосіб, пряма лінеаризація, аналіз, режими, вимушені коливання, супер- та субгармонічні режими, замкнена форма розв'язку, дія, періодична сила.

Постановка проблеми. Сучасні системи віброзахисту та вібротехніки, як правило, є суттєво нелінійними, тобто такими, у котрих не лінійності відновлюючих сил не є малими.

Аналіз великої кількості точних розв'язків у нелінійних неавтономних коливних системах дозволяє стверджувати, що основні нелінійні ефекти у цих системах є проявом внутрішніх коливних властивостей системи, тобто вільних коливань. Саме такий підхід передбачає, що у системах визначальну роль при коливаннях відіграють пружні відновлюючі сили. Тому з'являється можливість на основі аналізу вільних коливань системи й параметрів вимушеної сили передбачати можливість тих чи інших нелінійних ефектів без звичайних математичних перетворень. При цьому у роботі відшукуються наближені до точних періодичні розв'язки вимушених коливань (суб- та супергармонійних) у системах з типовими кусково-лінійними пружними характеристиками. Оскільки механічні коливні системи найчастіше є грубими системами, то наявність таких наближених розв'язків та побудова карт областей, які притягують періодичні режими, для систем з різними типовими нелінійними характеристиками дозволяють досить впевнено прогнозувати поведінку систем з іншими близькими нелінійностями, точні розв'язки для котрих невідомі.

Аналіз останніх досліджень. Існує багато точних та наближених методів дослідження вказаних систем [1, 2]. Проте відсутні обґрунтовані методи аналізу суб- та супергармонічних коливань суттєво нелінійних (віброударних) систем, які б були засновані на аналітичних підходах без застосування ПЕОМ.

Мета досліджень. Дослідити режими вимушених (суб-/супергармонійних) коливань у суттєво нелінійних системах з в'язким тертям методом прямої лінеаризації Я.Г. Пановка [1]. При цьому можна отримати замкнену форму розв'язку при дії довільної періодичної сили [3].

Результат досліджень. Об'єкт дослідження. Рівняння руху коливної системи з одним ступенем свободи руху.

При вивченні коливних процесів, які виникають у машинах та механізмах будівельної індустрії (і, зокрема, виробництва будівельних матеріалів, сумішей та ін.), як правило, вдається виділити три групи сил, котрі визначають поведінку динамічної системи: 1) пружні відновлюючі; 2) дисипативні; 3) вимушені сили. При такому підході рівняння руху коливної системи з одним ступенем свободи можна записати у вигляді:

$$m\ddot{x} + f(x) + R(x, \dot{x}) = H(t), \quad (1)$$

де x – узагальнена (лінійна) координата; m – маса; $f(x)$ – пружна відновлююча сила (пружна характеристика); $R(x, \dot{x})$ – дисипативна сила (дисипативна характеристика); $H(t)$ – періодична зовнішня сила (вимушена сила) періоду T .

У тих випадках, коли система (1) є лінійною (або здійснена її лінеаризація методом Я.Г. Пановка [1]), $f(x) = \tilde{p}^2 x$, а $R(x, \dot{x}) = 2\tilde{n}x$, й у ній встановлюються періодичні коливання певного періоду (зокрема, кратні періоду вимушеної сили $H(t)$).

Процедура прямої лінеаризації (за Я.Г. Пановком [1]) для систем з аналітичними пружними характеристиками.

У роботі [2] отримані точні співвідношення для частоти вільних коливань нелінійної системи (p). Однак, існує досить багато наближених методів відшукування частот вільних коливань у подібних системах, заснованих на лінеаризації пружних характеристик. У цьому пункті роботи розглянутий спосіб прямої лінеаризації, запропонований Я.Г. Пановком [1]. Цей спосіб визначення залежності $p(a)$ (де a – амплітуда вільних коливань) за значної простоти має, крім того, ще й високу точність. У ряді випадків точність способу прямої лінеаризації перевищує точність найбільш розповсюдженого методу гармонічної лінеаризації [4, 5].

Згідно способу прямої лінеаризації [1], частота вільних коливань для симетричної системи (тобто $f(x) \equiv -f(-x)$) визначається з виразу:

$$p^2 = \frac{5}{a^5} \int_0^a f(x) \cdot x^3 dx; \quad (2)$$

для несиметричної (тобто $f(x) \neq -f(-x)$) визначається з виразу:

$$p^2 = \frac{5}{2a^5} \int_{-a}^a f(x_1 - \Delta a) \cdot x_1^3 dx_1,$$

(3)
де

$$\Delta a = (a_2 - a_1)/2, \quad a = (a_1 + a_2)/2. \quad (4)$$

Тут $a_{1,2} = \max a$; $a_1 = \max a$ при $x > 0$; $a_2 = \max a$ при $x < 0$.

Розглянемо декілька прикладів визначення частоти вільних коливань для зазначених нижче пружних характеристик $f(x)$.

А. Система з білінійною пружною характеристикою.

Пружна характеристика має вигляд:

$$f(x) = \begin{cases} p_1^2 x, & x \leq \Delta, \\ p_2^2 x - (p_2^2 - p_1^2) \cdot \Delta, & x > \Delta. \end{cases} \quad (5)$$

Б. Система з несиметричною трьохланцюговою пружною характеристикою.

Пружна характеристика має вигляд:

$$f(x) = \begin{cases} p_2^2 x - (p_2^2 - p_1^2) \cdot \Delta_1, & x \geq \Delta_1, \\ p_1^2 x, & -\Delta_2 \leq x \leq \Delta_1, \\ p_3^2 x + (p_3^2 - p_1^2) \cdot \Delta_2, & x \leq \Delta_2. \end{cases} \quad (6)$$

(Зокрема, може бути $p_3^2 = p_2^2$).

В. Система з трьохланцюговою пружною симетричною характеристикою.

Пружна характеристика має вигляд:

$$f(x) = \begin{cases} p_1^2 x, & |x| \leq \Delta, \\ p_2^2 x - (p_2^2 - p_1^2) \cdot \Delta \cdot \operatorname{sign} x, & |x| \geq \Delta. \end{cases} \quad (7)$$

Для системи (6) при $p_3^2 = p_2^2$ та для системи (7) при $a \geq \Delta$ у [2] отримані розв'язки, які зводяться до наступних:

$$(6) \Rightarrow p^2 = p_2^2 + \frac{(p_2^2 - p_1^2)}{8} \cdot \{(\gamma_1 - \gamma)^5 - (\gamma_2 - \gamma)^5 - 5(\gamma_1 - \gamma_5)\},$$

(6*)

де
$$\gamma = \frac{\Delta a}{a} = \frac{a_2 - a_1}{2a}; \gamma_1 = \frac{\Delta_1}{a}; \gamma_2 = \frac{\Delta_2}{a}; a = \frac{(a_1 + a_2)}{2}. \quad (8)$$

$$(7) \Rightarrow p^2 = p_2^2 + \frac{1}{4} \cdot (p_2^2 - p_1^2) \cdot \left(\frac{\Delta^5}{a^5} - 5 \cdot \frac{\Delta}{a} \right). \quad (9)$$

Для $f(x)$ (5) та $f(x)$ (6) (при $p_3^2 \neq p_2^2$) вирази для p отримані нижче.

$$\Rightarrow p^2 = \frac{(p_1^2 + p_2^2)}{2} + \frac{\Delta^5}{2a^5} \cdot (p_1^2 - p_2^2) + \frac{5}{2a^5} \times \left\{ \begin{aligned} & \frac{p_1^2 \cdot \Delta a}{4} \cdot (a^4 - \Delta^4) - \frac{p_2^2 \cdot a^4}{4} \cdot (\Delta a + \Delta) + \\ & + \frac{p_1^2 \cdot \Delta \cdot a^4}{4} + \frac{p_2^2 \cdot \Delta a \cdot \Delta^4}{4} + \frac{(p_2^2 - p_1^2) \cdot \Delta^5}{4} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$(6) \Rightarrow p^2 = \frac{5}{2a^5} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \frac{p_1^2 \cdot (\Delta_1^5 + \Delta_2^5)}{5} - \frac{p_1^2 \cdot \Delta a}{4} \cdot (\Delta_1^4 - \Delta_2^4) + \frac{p_2^2 \cdot (a^5 - \Delta_1^5)}{5} - \frac{p_2^2 \cdot (\Delta a) \cdot (a^4 - \Delta_1^4)}{4} + \\ & + \frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot \Delta_1 \cdot (a^4 - \Delta_1^4)}{4} + \frac{p_3^2 \cdot (-\Delta_2^5 + a^5)}{5} - \frac{p_3^2 \cdot \Delta a \cdot (\Delta_2^4 - a^4)}{4} + \\ & + (p_3^2 - p_1^2) \cdot \Delta_2 \cdot \frac{(\Delta_2^4 - a^4)}{4} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

У (11) вважаємо, що $p_3^2 \neq p_2^2$.

3. Замкнена форма розв'язку при дії довільної періодичної сили.

Якщо врахувати в'язкий опір, то основне рівняння вимушених коливань прийме вид:

$$\ddot{x} + \frac{2\tilde{n}}{m} \cdot \dot{x} + \frac{\tilde{p}^2}{m} \cdot x = \frac{H(t)}{m}. \quad (12)$$

Введемо позначення:

$$\frac{2\tilde{n}}{m} = 2n; \quad \frac{\tilde{p}^2}{m} = p^2. \quad (13)$$

Використаємо підхід [3] й визначимо $x(t)$ для рівняння (12), яке справедливе на проміжку часу $0 < t < T$, де T – період дії вимушеної сили $H(t)$ з довільним законом зміни у часі t . Маємо наступну структуру розв'язку:

$$x(t) = \frac{\exp(-nt)}{mp_*} \cdot \left\{ \frac{C \cdot [e^{nT} \sin p_*(t+T) - \sin p_*t] - S \cdot [e^{nT} \cos p_*(t+T) - \cos p_*t]}{1 - 2e^{nT} \cos p_*T + e^{2nT}} + \int_0^t H(\tau) e^{n\tau} \sin p_*(t-\tau) d\tau \right\}, \quad 0 < t < T, \quad p_* = \sqrt{p^2 - n^2}, \quad C = \int_0^T H(\tau) e^{n\tau} \sin p_*\tau d\tau, \quad S = \int_0^T H(\tau) e^{n\tau} \cos p_*\tau d\tau. \quad (14)$$

У випадку суперрезонансних режимів, коли виконується умова:

$$T = r \cdot T_* = \frac{2\pi \cdot r}{p_*}, \quad r \in N, \quad \omega = \frac{p_*}{r}, \quad p_* = \omega \cdot r, \quad \omega = \frac{2\pi}{T}. \quad (15)$$

За умов (15) $\sin p_*T = 0; \cos p_*T = 1$, тоді з (14) маємо:

$$x(t) = \frac{\exp(-nt)}{m \cdot \omega \cdot r} \cdot \left\{ \frac{C[e^{nT} - 1] \cdot \sin(p_*t) - S[e^{nT} - 1] \cdot \cos(p_*t)}{(e^{nT} - 1)^2} + \int_0^t H(\tau) e^{n\tau} \sin p_*(t-\tau) d\tau \right\} = \frac{e^{-nt}}{m\omega r} \left\{ \frac{C \sin(p_*t) - S \cos(p_*t)}{e^{nT} - 1} + \int_0^t H(\tau) e^{n\tau} \sin\{p_*(t-\tau)\} d\tau \right\}. \quad (16)$$

З (16) випливає, що амплітуда $x(t)$ у випадку „суперрезонансних умов” (15) зменшується при зростанні r .

У випадку субрезонансних режимів виконується умова:

$$T = \frac{T_*}{\tilde{m}} = \frac{2\pi}{p_*\tilde{m}}; \quad \frac{\omega}{\tilde{m}} = p_*, \quad \tilde{m} \in N, \quad p_*T = \frac{2\pi}{\tilde{m}}. \quad (17)$$

З (14) за умов (17) випливає:

$$x(t) = \frac{e^{-nt} \cdot \tilde{m}}{m \cdot \omega} \cdot \left\{ \frac{C[e^{nT} \sin p_*(t+T) - \sin p_*t] - S[e^{nT} \cos p_*(t+T) - \cos p_*t]}{1 - 2e^{nT} \cos\left(\frac{2\pi}{\tilde{m}}\right) + e^{2nT}} + \int_0^t H(\tau) e^{n\tau} \sin p_*(t-\tau) d\tau \right\}. \quad (18)$$

З (18) видно, що амплітуда $x(t)$ у випадку „субрезонансних умов” (17) зростає при зростанні \tilde{m} .

Якщо існує резонанс $\frac{r}{\tilde{m}}$ – порядку, тобто:

$$p_* = \frac{\omega \cdot r}{\tilde{m}}, \quad (19)$$

тоді для $x(t)$ маємо:

$$x(t) = \frac{e^{-nt} \cdot \tilde{m}}{m \cdot \omega \cdot r} \cdot \left\{ \frac{C[e^{nT} \sin p_*(t+T) - \sin p_*t] - S[e^{nT} \cos p_*(t+T) - \cos p_*t]}{1 - 2e^{nT} \cos\left(\frac{2\pi \cdot r}{\tilde{m}}\right) + e^{2nT}} + \int_0^t H(\tau) \cdot e^{n\tau} \cdot \sin\{p_*(t-\tau)\} d\tau \right\}. \quad (20)$$

Отже, за наявності резонансу $\frac{r}{\tilde{m}}$ – порядку, амплітуда $x(t)$ буде $\sim \frac{\tilde{m}}{r}$.

Висновки

1. Застосування способу прямої лінеаризації Я.Г. Пановка дозволяє визначити власні частоти коливань суттєво нелінійних систем, які мають білінійну та триланцюгову (симетричну/несиметричну) пружну характеристику.

2. Встановлені закони руху системи $x(t)$ за умов суб- та супергармонійних резонансів у лінійних системах з в'язким тертям та довільною періодичною (з періодом T) вимушеною силою. Амплітуди резонансів $\frac{r}{\tilde{m}}$ – порядку прямо пропорційні $\frac{\tilde{m}}{r}$.

3. Наведені у роботі аналітичні співвідношення можуть бути використані у подальших вдосконаленнях інженерних методів розрахунку подібних систем, які доволі широко застосовуються у сучасних вібраційних (віброударних) технологіях виготовлення будівельних матеріалів, сумішей (зокрема, для ущільнення порошкових матеріалів).

Список літератури

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
2. Закржевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем / М.В.Закржевский. – Рига: Зинатне, 1980. – 190 с.
3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г.Пановко. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.
4. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Физматгиз, 1963. – 410 с.
5. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И.Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 382 с.

Предложенный метод прямой линеаризации Я.Г. Пановко для анализа режимов вынужденных супер-и субгармоничных колебаний

в виброударных системах. Полученная замкнутая форма решения при действии произвольной периодической силы.

Фізико-механичне моделювання, математичне та інформаційно-аналітичне забезпечення, системи автоматизованого проектування (САПР), виброударні механічні системи, спосіб, пряма лінеаризація, аналіз, режими, вимушені коливання, супер- та субгармонічні режими, замкнута форма рішення, дія, періодична сила.

The method of direct linearization (so called Y.G. Panovko's method) for analysis of regimes of forced super- and sub-harmonic oscillations of vibro-impact systems is proposed. The closed form of solution for the action of arbitrary periodic force is received.

Physical and mechanical modeling, mathematical and informational supply, systems of automatic projecting (SAPR), vibro-impact mechanical systems, method, direct linearization, analysis, regimes, forced oscillations, super- and sub-harmonic regimes of oscillations, closed form of solution, action, periodic force.

УДК 371.13

ПРАЦЕОХОРОННІ ЗАСАДИ У НАВЧАЛЬНО-ВИХОВНОМУ ПРОЦЕСІ АГРАРНИХ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ

**О.В. Войналович, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**М.П. Барсуков, доктор медичних наук
Є.М. Кірдань, кандидат технічних наук
ПФ НУБіП України «Кримський агротехнологічний
університет»**

Для поліпшення стану охорони праці в аграрних ВНЗ необхідно забезпечити належний рівень викладання працезохоронних дисциплін з дотриманням встановлених обсягів викладання, дотримуватися нормативів щорічних відрахувань на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування ВНЗ. Умовою проведення практичного навчання у НДГ чи на інших

© О.В.Войналович, М.П. Барсуков, Є.М. Кірдань, 2013

в виброударных системах. Полученная замкнутая форма решения при действии произвольной периодической силы.

Фізико-механичне моделювання, математичне та інформаційно-аналітичне забезпечення, системи автоматизованого проектування (САПР), виброударні механічні системи, спосіб, пряма лінеаризація, аналіз, режими, вимушені коливання, супер- та субгармонічні режими, замкнута форма рішення, дія, періодична сила.

The method of direct linearization (so called Y.G. Panovko's method) for analysis of regimes of forced super- and sub-harmonic oscillations of vibro-impact systems is proposed. The closed form of solution for the action of arbitrary periodic force is received.

Physical and mechanical modeling, mathematical and informational supply, systems of automatic projecting (SAPR), vibro-impact mechanical systems, method, direct linearization, analysis, regimes, forced oscillations, super- and sub-harmonic regimes of oscillations, closed form of solution, action, periodic force.

УДК 371.13

ПРАЦЕОХОРОННІ ЗАСАДИ У НАВЧАЛЬНО-ВИХОВНОМУ ПРОЦЕСІ АГРАРНИХ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ

**О.В. Войналович, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**М.П. Барсуков, доктор медичних наук
Є.М. Кірдань, кандидат технічних наук
ПФ НУБіП України «Кримський агротехнологічний
університет»**

Для поліпшення стану охорони праці в аграрних ВНЗ необхідно забезпечити належний рівень викладання працезохоронних дисциплін з дотриманням встановлених обсягів викладання, дотримуватися нормативів щорічних відрахувань на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування ВНЗ. Умовою проведення практичного навчання у НДГ чи на інших

© О.В.Войналович, М.П. Барсуков, Є.М. Кірдань, 2013

базах практики повинно стати розроблення Паспортів з охорони праці на робочих місцях практичного навчання.

Охорона праці, вищі навчальні заклади, навчання з охорони праці, практичне навчання, фінансування заходів з охорони праці.

Постановка проблеми. У Законі України «Про освіту» зазначено, що науково-педагогічним працівникам має бути забезпечено належні умови праці та відпочинку, надано відповідне медичне обслуговування. Право на безпечні і сприятливі умови аудиторного і практичного навчання, під час дозвілля та проживання у гуртожитках мають вихованці, учні, студенти, курсанти, слухачі, стажисти, аспіранти та докторанти.

За порушення нормативно-правових актів з охорони праці (НПАОП), невиконання розпоряджень посадових осіб органів державного нагляду за охороною праці для керівників навчальних закладів, науково-педагогічних працівників та інших учасників навчально-виховного процесу встановлено певні види відповідальності згідно з чинним працезахоронним законодавством.

Організація працезахоронної роботи в аграрних вищих навчальних закладах (ВНЗ) має ряд особливостей, які необхідно враховувати у навчально-виховному процесі. Зокрема, це стосується забезпечення належних (безпечних) умов праці на місцях практик, дотримання встановленого режиму праці та відпочинку науково-педагогічними працівниками. Мають певні відмінності НПАОП, що регламентують організацію і ведення роботи з охорони праці у навчальних закладах.

Тому важливим для аграрних ВНЗ є розроблення і введення у дію необхідного переліку документів з охорони праці, ознайомлення з ними та іншими НПАОП працівників, студентів, слухачів та аспірантів з метою запобігання травматизму та захворюваності на всіх етапах навчально-виховного процесу, формування у них працезахоронного світогляду, поліпшення стану викладання працезахоронних дисциплін.

Аналіз останніх досліджень. В останній час з'явився ряд посібників, збірників нормативних документів та наукових праць, в яких проаналізовано ступінь дотримання вимог безпеки життєдіяльності та охорони праці у ВНЗ, розроблено ряд документів, де деталізовано працезахоронні вимоги до навчально-виховного процесу [1-3 та ін.].

Разом з тим авторам статті не вдалося отримати інформації щодо рівня травматизму серед студентів та працівників аграрних ВНЗ за останні роки, оскільки жодна з установ – Міністерство

аграрної політики і продовольства України, Міністерство освіти і науки України, Фонд соціального страхування від нещасних випадків на виробництві, Державна служба нагляду в гірництві та з промислової безпеки – окремо такої статистики не веде. Ставлення до безпеки і здоров'я учнів та студентів у нашій державі проявляється у страхуванні учасників навчально-виховного процесу від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання [4]. Так, наприклад, студентів Австрії, Німеччини, США та інших провідних країн світу страхують від нещасних випадків у ВНЗ у рамках національних законів страхування. В Україні таке страхування є лише декларативним, адже потерпілі під час практики на виробництві студенти (чи особи, які їх представляють) не отримують ніяких компенсаційних коштів у разі отримання травм у ВНЗ чи місцях проведення практики.

Нині звертають увагу [5] на можливості впровадження різноманітних інноваційних навчальних технологій у навчання з охорони праці, аналізують чинники, що заважають активному використанню інновацій у навчальному процесі. Серед них вказано недосконалість нормативно-правових засад та методичного інструментарію працезахоронного навчання. Так, потрібно відслідковувати результати попереднього навчання з питань охорони праці, застосовувати різноманітні форми нових навчальних технологій, зокрема комп'ютерних, диференціювати тривалість та зміст проведення працезахоронного навчання залежно від категорії слухачів та студентів.

На важливості професійно-педагогічної та професійно-психологічної підготовки викладачів загальнотехнічних дисциплін, до групи яких належить дисципліна «Основи охорони праці», зосереджено увагу в роботі [6]. Автори вважають, що специфіка навчання працезахоронній діяльності потребує своєрідного сполучення фундаментальних, спеціальних, педагогічних, психологічних знань і вмінь викладачів навчального закладу.

Мета досліджень. Висвітлити наявні проблеми з охорони праці у навчально-виховному процесі вищих ВНЗ та окреслити заходи для їх усунення.

Результат досліджень. Працезахоронні проблеми у аграрних ВНЗ можна умовно виокремити на три групи:

- ті, що безпосередньо стосуються навчання з питань охорони праці;
- наявність неусунутих виробничих небезпек і шкідливостей на місцях практичного навчання;
- недостатність фінансування заходів з охорони праці.

I. Навчання з охорони праці. Нині в аграрних ВНЗ викладання дисциплін «Основи охорони праці» та «Охорона праці в галузі» відбувається на основі відповідних Типових навчальних програм, що були розроблені згідно з наказом Міністерства освіти і науки України, Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи та Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 21.10.2010 р. № 969/922/216 «Про організацію та вдосконалення навчання з питань охорони праці, безпеки життєдіяльності та цивільного захисту у вищих навчальних закладах України», зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 9.11.2010 р. за № 1057/18352.

Розроблення та впровадження кілька років тому Типових навчальних програм з основних працезахоронних дисциплін було вкрай потрібним, адже стало дієвим інструментом для збереження на належному рівні обсягів викладання таких дисциплін, оптимального розподілу співвідношення лекційних, лабораторних і практичних занять, зобов'язало ВНЗ вводити до випускних робіт (проектів) розділи з охорони праці та ін. Однак зазначені Типові навчальні програми характеризуються багатьма недоречностями, які можна пояснити кастивістю колективів розробників та відсутністю серйозного обговорення змісту Типових програм викладачами працезахоронних дисциплін, наприклад в Інтернеті.

І якщо робочі навчальні програми з дисципліни «Основи охорони праці» для різних факультетів аграрних ВНЗ відрізняються мало, хіба що переліком лабораторних і практичних робіт, то цього не скажеш у випадку дисципліни «Охорона праці в галузі». Тому нині актуальним є розроблення Типових навчальних програм з працезахоронних дисциплін для аграрних ВНЗ, де має бути враховано особливості працезахоронного забезпечення виконання різноманітних робіт у підгалузях аграрного сектору економіки України.

Автори чинних Типових навчальних програм зазначених дисциплін не зуміли подолати вад попередніх Типових програм, що зафіксували штучний поділ дисципліни «Охорона праці» на дві частини: «Основи охорони праці» та «Охорона праці в галузі». Через це мають місце багато повторів в обох програмах (зокрема, щодо питань державного нагляду за охороною праці, працезахоронної стандартизації, пожежної безпеки та ін.). На нашу думку недоцільним є перенесення розділу, що стосується розслідування нещасних випадків, до дисципліни «Охорона праці в галузі». Адже наріжним каменем вивчення основ охорони праці є засвоєння студентами зв'язку між причинами (неправильними діями

працівників і небезпечними обставинами виробничого довкілля) і наслідками (виробничими травмами, професійними хворобами). А це безпосередньо виявляється під час аналізу документів розслідування виробничих травм (професійними отруєнь чи хвороб).

З іншого боку певні розділи Типової програми з дисципліни «Охорона праці в галузі» складено з явним бажанням надати їм певної науковості на противагу задекларованій у назві дисципліни практичності. Насамперед це стосується теоретичних засад функціонування системи управління охороною праці (СУОП), міжнародної діяльності у галузі охорони праці, наукової працезохоронної діяльності. Аж ніяк не зменшуючи вагомості цих проблем, все ж їх втиснути у вузькі обсяги дисципліни «Охорона праці в галузі» можна лише за рахунок інших частин, здебільшого практичної підготовки.

А от виробничим ризикам, кількісним методам їх оцінення приділено недостатньо уваги. Це ж стосується практичних (а не деклараційних) питань розроблення і впровадження СУОП у галузі та на підприємстві.

Тож учбовим частинам аграрних ВНЗ необхідно дотримуватися встановлених наказом № 969/922/216 обсягів викладання нормативних працезохоронних дисциплін, не допускати їх штучного об'єднання з іншими дисциплінами, забезпечувати атестацію знань студентів у вигляді іспитів чи диференційованих заліків, планувати навчальне навантаження для проведення викладачами з охорони праці консультацій з відповідних розділів дипломних проектів (робіт) в обсягах не менше 1,5 години на студента (спеціаліст і магістр).

Потрібно також зупинитися на необхідності створення при кафедрах працезохоронного спрямування аграрних ВНЗ навчально-методичних центрів (НМЦ) з охорони праці. Основним завданням таких НМЦ з охорони праці має стати проведення навчання (тренінгів) з охорони праці для працівників аграрних підприємств регіону та розроблення методичного забезпечення такого навчання. Це дозволить викладачам кафедр, задіяних у роботі НМЦ з охорони праці, відстежувати працезохоронні проблеми сільсько-господарського виробництва та будувати навчальний курс з врахуванням практичних задач запобігання травматизму і захворюваності в АПК, особливостей функціонування галузевої СУОП.

II. Місця практик у навчально-дослідних господарствах аграрних ВНЗ. Важливим є регламентування дій керівників аграрних ВНЗ та навчально-дослідних господарств (НДГ), де студенти проходять практичні заняття, керівників практик від ВНЗ і НДГ, спеціалістів з охорони праці щодо забезпечення вимог охорони праці

на місцях практики. Особливістю проходження практики студентами аграрних ВНЗ є наявність на територіях і приміщеннях виробничих підрозділів НДГ багатьох небезпечних і шкідливих чинників – мобільних машин, незакритих кожухами рухомих (обертювих) вузлів сільськогосподарських агрегатів та механізмів, норювлих тварин та ін. Тому умовою проведення практичного навчання у НДГ чи на базах практики повинно стати розроблення Паспортів з охорони праці на робочих місцях практичного навчання.

У таких паспортах мають бути вказані неусунуті виробничі небезпеки і шкідливості, а також комплексні заходи для їх усунення, використовувані засоби індивідуального захисту та порядок нагляду з боку посадових осіб (працівників) НДГ за виконанням робіт студентами (за їх перебуванням на території виробничого підрозділу НДГ). Із затвердженими керівником НДГ паспортами потрібно ознайомити студентів та керівників їх практичного навчання.

Інструктажі з безпеки життєдіяльності та охорони праці зі студентами, які від'їжджають на практику, повинні починатися у ВНЗ (рис. 1). На кафедрах працезохоронного спрямування ВНЗ мають бути розроблені відповідні програми інструктажів [1] з детальним висвітленням питань безпеки перебування студентів у дорозі до баз практики та на території НДГ, під час проживання у гуртожитках, виконання основних виробничих процесів та під час дозвілля. Ці інструктажі аж ніяк не скасовують інструктажі з охорони праці (вступного і первинного), які мають бути проведені на базах практики (у НДГ), а є їх важливим доповненням.

Практика для студентів з певних навчальних дисциплін має стати також практикою з охорони праці, коли студенти зможуть порівняти стан охорони праці у виробничих підрозділах баз практики з відповідними нормативними вимогами, вказаними у чинних НПАОП, та запропонувати керівництву НДГ ефективні працезохоронні заходи.

III. Фінансування заходів з охорони праці у ВНЗ. Як і на більшості підприємств АПК, впровадженню заходів з охорони праці заважає нестача коштів. Згідно зі ст. 19 Закону України «Про охорону праці» на щорічні потреби з охорони праці підприємство, незалежно від форм власності, має витратити не менше 0,5 % від фонду оплати праці за попередній рік.

Ці кошти потрібно спрямовувати на реалізацію комплексних заходів щодо досягнення встановлених нормативів безпеки, гігієни праці та виробничого докільля, підвищення наявного рівня охорони праці, запобігання випадкам виробничого травматизму, професійного захворювання, аваріям і пожегам.



Рис. 1. Порядок проведення інструктажів з охорони праці під час практик студентів аграрних ВНЗ.

За порушення вимог щодо фінансування заходів з охорони праці згідно з вимогами ст. 43 Закону України «Про охорону праці» підприємство має сплатити штраф із розрахунку 25 % від різниці між розрахунковою мінімальною сумою витрат на охорону праці у звітному періоді та фактичною сумою цих витрат за такий період.

Для контролю обсягів фінансування на потреби охорони праці бухгалтерія підприємства повинна скласти реєстр працезахоронних витрат з обов'язковим зазначенням реквізитів первинних бухгалтерських документів. У податковому та бухгалтерському звіті підприємства сума асигнувань та фактичні витрати на потреби охорони праці вказують окремим рядком.

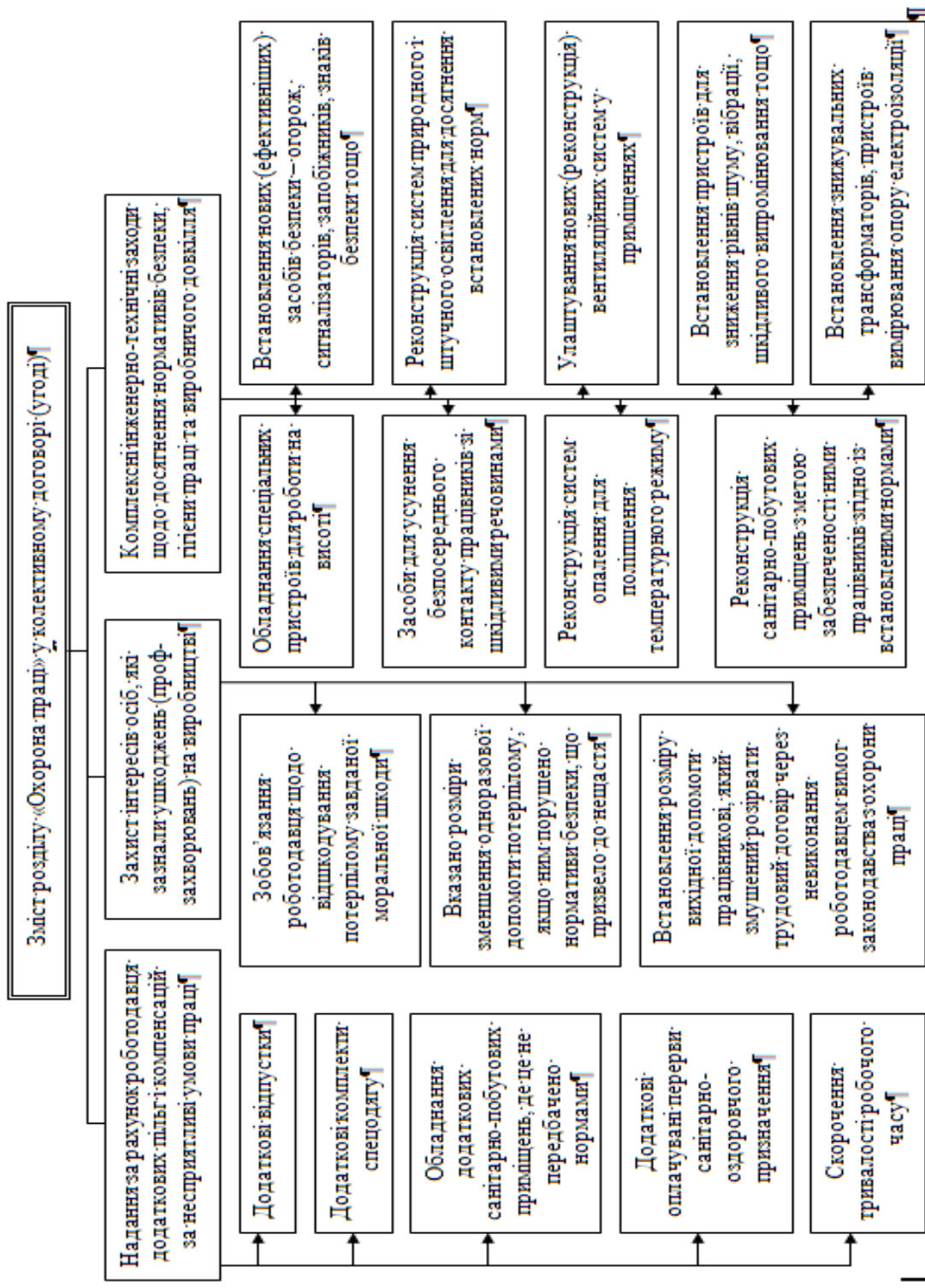


Рис. 2. Блок-схема порядку складання розділу «Охорона праці» у колективному договорі (угоді)

Перелік витрат на охорону праці має відповідати «Переліку заходів та засобів з охорони праці, витрати на здійснення та придбання яких включаються до валових витрат», затвердженому постановою Кабінету Міністрів України від 27.06.2003 р. № 994.

Окрім витрат на приведення у відповідність з вимогами НПАОП основних фондів підприємства, які передбачають у колективному договорі (рис. 2), потрібно також профінансувати:

- проведення атестації робочих місць на відповідність НПАОП, оформлення стендів, оснащення кабінетів, куточків та виставок з охорони праці, придбання необхідних НПАОП, наочних посібників, літератури, плакатів, відеофільмів, макетів, програмних продуктів тощо з питань охорони праці;

- проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці посадових осіб та інших працівників у процесі трудової діяльності, організацію лекцій, семінарів та консультацій із зазначених питань; забезпечення працівників спеціальним одягом, взуттям та засобами індивідуального захисту відповідно до встановлених норм (зокрема, забезпечення мийними засобами та засобами, що нейтралізують небезпечну дію на організм або шкіру шкідливих речовин під час виконанням робіт, де може статися забруднення цими речовинами);

- надання працівникам, зайнятим на роботах із шкідливими умовами праці, спеціального харчування, молока чи рівноцінних харчових продуктів, а також газованої солоної води;

- проведення обов'язкового попереднього, періодичного і позапланового медичного огляду працівників, зайнятих на важких роботах, роботах з небезпечними чи шкідливими умовами праці або таких, де є потреба у професійному доборі.

Враховуючи необхідність підвищення рівня безпеки праці на робочих місцях баз практики, має бути встановлено відрахування на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування аграрних ВНЗ (не лише з обсягів бюджету ВНЗ, а обсягів науково-дослідних робіт та програм, інших позабюджетних коштів) на рівні, що перевищує мінімальні нормативи (не менше 0,5 % від фонду оплати праці за попередній рік).

Висновки

Для поліпшення стану охорони праці в аграрних ВНЗ необхідно забезпечити належний рівень викладання працезахоронних дисциплін з дотриманням встановлених обсягів викладання, дотримуватися нормативів щорічних відрахувань на впровадження заходів з охорони праці з усіх джерел фінансування ВНЗ.

Умовою проведення практичного навчання у НДГ чи на інших базах практики повинно стати розроблення Паспортів з охорони праці на робочих місцях практичного навчання. У таких паспортах мають бути вказані неусунуті виробничі небезпеки і шкідливості, а

також комплексні заходи для запобігання травматизму та захворюваності.

Список літератури

1. Войналович О.В., Рідей Н.М., Іванишин В.В., Гладкий А.М. та ін. Правове регулювання організації роботи з охорони праці учасників навчально-виховного процесу (за загальною редакцією академіка Д.О.Мельничука). – К.: Видавничий центр НУБіП України. – 2012. – 322 с.
2. Забезпечення прав та обов'язків дітей і батьків в процесі навчання / Упоряд. С.О.Лесковець. – Х.: Торсінг плюс, 2009. – 368 с.
3. Войналович О.В., Дерев'янка Д.А., Шевчук О.А. Сучасні підходи щодо організації інтенсивного навчання з питань охорони праці / Збірник наукових праць 10-ї міжнародної науково-методичної конференції «Безпека життя і діяльності людини – освіта, наука, практика». – К.: Центр учбової літератури, 2011. – Т.1. – С. 116–121.
4. Захист трудових прав освітян / Упоряд. С.О.Лесковець. – Х.: Торсінг плюс, 2009. – 624 с.
5. Секачева Л.М., Овчаров А.И., Касьянова Т.И. Инновации в обучении охране труда: проблемы внедрения // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 2. – С. 105-112.
6. Понамарьов О.С., Латишева М.М., Павленко Т.С. Проблеми промислової безпеки в системі формування гуманітарно-технічної еліти // Теорія і практика управління соціальними системами. – Харків НТУ «ХПІ», 2006. – № 1. – С. 100-109.

Для улучшения состояния охраны труда в аграрных вузах необходимо обеспечить надлежащий уровень преподавания дисциплин по охране труда с соблюдением установленных объемов преподавания, придерживаться нормативов ежегодных отчислений на внедрение мероприятий по охране труда из всех источников финансирования вуза. Условием проведения практического обучения студентов в учебно-опытном хозяйстве или на других базах практики должны стать Паспорта по охране труда на рабочих местах практического обучения.

Охрана труда, высшие учебные заведения, учеба по охране труда, практическое обучение студентов, финансирование мероприятий по охране труда.

To improve safety in agricultural universities need to provide the appropriate level of teaching courses of health and safety in compliance with the established volumes of teaching standards to adhere to the annual allocations for the implementation of labour protection measures from all sources of financing of the university. The condition of the practical training of students in the educational and experimental farm or on other bases practices should become Passports health and safety in the workplace practical training.

Labour protection, higher education, education on labour protection, practical training of students, financing of measures on labour protection.

ВСТАНОВЛЕННЯ УМОВ ОПТИМАЛЬНОСТІ КЕРУВАНЬ ТЕХНІЧНИМИ СИСТЕМАМИ В ЗАКРИТІЙ ОБЛАСТІ ДОПУСТИМИХ ЗНАЧЕНЬ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.О. Ромасевич, кандидат технічних наук***

В статті виконано постановку узагальненої задачі оптимального керування технічною системою. Поставлена задача розв'язана за допомогою методу динамічного програмування. В результаті отримано оптимальне керування у вигляді зворотного зв'язку. На основі аналізу рівняння Беллмана та умови максимуму функції Гамільтона показано зв'язок між методами динамічного програмування та принципом максимуму. Встановлено умову оптимальності керування у закритій області допустимих значень.

Функціонал, керування, оптимізація, принцип максимуму, динамічне програмування, замкнута область.

Постановка проблеми. Велика кількість технічних систем працює із регуляторами, які налаштовані за допомогою певних методів [1]. Важливими методами налаштування регуляторів є методи оптимального керування. Вони дають змогу побудувати процес регулювання (керування) системою так, щоб певні показники її функціонування набували мінімальних або максимальних значень. Ці показники називаються критеріями оптимізації і, як правило, представляються у вигляді інтегральних або термінальних функціоналів.

Однією з проблем при синтезі оптимального керування є врахування обмежень на керування. Розв'язок задачі оптимального керування у функції фазових координат системи з подальшим використанням нелінійного елемента типу „насичення” дозволяє знайти квазіоптимальне керування [2]. Іншим методом врахувати обмеження на керування є варіація у процесі керування вагового коефіцієнта, який стоїть при функції керування у структурі критерію [3]. Останній метод вимагає значної обчислювальної потужності ЕОМ, оскільки на кожному кроці керування необхідно виконувати циклічну процедуру варіації вагового коефіцієнта з наступною перевіркою обмеження на величину керування. Таким чином, перший метод врахування обмежень не дає змоги знайти

оптимальне керування, а другий – пов'язаний зі значною кількістю обчислень, які необхідно виконувати у режимі реального часу.

Аналіз останніх досліджень. Для знаходження оптимальних керувань технічними системами використовуються різноманітні методи. Використання того чи іншого методу пов'язане насамперед з характером задачі, яка розв'язується. Дано короткий аналіз методів оптимального керування.

Найстарішим методом знаходження оптимального керування є варіаційне числення [4], зародження та розвиток якого пов'язаний з іменами Ейлера, Лагранжа, Пуассона, Веєрштрасса, Якобі, Лежандра та інших вчених. Леонард Ейлер вивів рівняння, яке є необхідною умовою інтегрального функціоналу. У подальшому розвиток варіаційного числення пов'язаний з узагальненням рівняння Ейлера, дослідженням необхідних умов екстремуму функціоналу та встановленням його типу (мінімум або максимум). Специфіка варіаційного числення полягає у тому, що функція, яка доставляє екстремум функціоналу, шукається у класі кусочно-гладких функцій. Крім того, область керувань є відкритою, тобто функція керування може набувати будь-яких значень. Сучасні приводи технічних систем не можуть створювати будь-які керуючі сигнали (зусилля, момент), тому зусилля математиків були направлені на подолання цих обмежень, тобто до пошуку оптимальних керувань у закритій області. Як зазначається у книзі Ю.П. Петрова [5] в 1913 році російський математик Н.Н. Гарнет у праці [6] виконала узагальнення основної теореми варіаційного числення. Вона довела, що якщо екстремум функціонала в замкнутій області існує й досягається в класі кусочно-гладких функцій, то він може досягатися тільки на кривих, що складені з відрізків екстремалей і кусків границі допустимої області.

У 60-х роках минулого сторіччя починають з'являтися інші методи знаходження оптимального керування. В СРСР школою математика Л.С. Понтрягіна була висунута гіпотеза згідно якої оптимальне керування доставляє максимум функції Гамільтона (будь-яку варіаційну задачу можна представити у формі рівнянь Гамільтона [7]). Згодом ця гіпотеза була доведена для лінійних систем, вона отримала назву „принцип максимуму”. Принцип максимуму дозволив розв'язати задачі, які неможливо було розв'язати за допомогою варіаційного числення, наприклад задачу максимальної швидкодії. Необхідно відмітити, що розв'язок цієї задачі для динамічної системи n -го порядку, яка має лише дійсні корені характеристичного рівняння, має не більше $(n-1)$ перемикань, тобто переходів від верхньої межі області керувань до нижньої [8].

Цю теорему, яка названа „теоремою про n -інтервали” довів А.А. Фельдбаум.

Складність використання принципу максимуму полягає у тому, що необхідно шукати спряжені функції, які входять у вираз оптимального керування. Априорної інформації для цього дуже мало: для деяких задач можна встановити лише вид спряжених функцій (поліноміальна, тригонометрична, поліноміально-тригонометрична тощо). Таким чином, принцип максимуму дає лише „якісну” інформацію про оптимальне керування. „Кількісну” інформацію про оптимальне керування необхідно шукати використовуючи інші методи, наприклад метод фазової площини [9].

Потужним методом для розв'язування задач оптимального керування не тільки технічними, але й економічними, соціальними та системами іншої природи, є динамічне програмування [10]. Автором даного методу є американський математик Р. Беллман, який встановив принцип оптимальності. На основі цього принципу було знайдено функціональне рівняння, яке є необхідною умовою оптимального керування. Функціональне рівняння Беллмана представляється у вигляді неоднорідного диференціального рівняння у частинних похідних. Для квадратичного інтегрального оптимізаційного критерію розв'язк функціонального рівняння Беллмана необхідно шукати у вигляді квадратичної форми. Для інших типів критеріїв знаходження розв'язку рівняння Беллмана представляє певні труднощі, які пов'язані з відсутністю рекомендацій щодо представлення функції Беллмана. У випадку, якщо динамічна система описується невеликим числом фазових координат, то доцільно використати дискретну форму методу динамічного програмування [10]. Однак, якщо фазових координат багато, то застосування дискретного динамічного програмування вимагає великого об'єму пам'яті ЕОМ. Цю проблему Р. Беллман назвав „прокляттям розмірності”.

Перевагою методу динамічного програмування є можливість знаходження оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку (варіаційне числення та принцип максимуму дозволяють знаходити лише програмне оптимальне керування, тобто керування у функції часу). Саме ця перевага динамічного програмування обумовила широке застосування цього методу для синтезу оптимальних регуляторів [5, 7].

Одним із методів знаходження оптимального керування є метод моментів, розвиток якого пов'язаний з ім'ям академіка М.М. Красовського [12]. У обчислювальному плані цей метод є більш складнішим аніж інші методи, однак він дає змогу знайти екстремуми

„нестандартних” функціоналів, наприклад у вигляді норми вектор-функції керування [12].

Всі приведені вище методи встановлюють необхідні умови оптимальності процесу керування динамічними системами. Дослідження необхідних умов досягнення екстремуму функціоналу провів В.Ф. Кротов [13]. Ним доведено теорему, яка встановлює три умови для отримання оптимального керування. Перша з умов співпадає з функціональним рівнянням Р. Беллмана.

При розв'язуванні задач знаходження оптимального керування досить часто виникають різноманітні ускладнення. Вони можуть бути пов'язані з обчислювальною складністю задачі або принциповими труднощами її розв'язування. Для деяких типів задач оптимального керування точний розв'язок є неважливим: наближення до точного розв'язку (точне або грубе) дає гарні результати при керуванні, у той час як уточнення закону оптимального керування не призводить до значного покращення роботи системи (значного зменшення або збільшення функціоналу). Ці та інші причини спонукали дослідників до розробки наближених методів знаходження оптимального керування. Огляд та аналіз вказаних методів можна знайти у працях [14, 15] тому ми не будемо зупинятись на них детально.

Зазначимо, що для знаходження оптимального керування вантажопідйомними машинами дослідники використовували різні методи: варіаційне числення [16, 17], принцип максимуму Л.С. Понтрягіна [9, 16, 18], динамічне програмування [2], метод моментів [19] та наближені методи [20].

Мета досліджень. Метою даної роботи є встановлення умов оптимальності керувань технічними системами при врахуванні обмежень на величину керування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Виконати узагальнену постановку задачі оптимального керування динамічною системою;
2. Розв'язати задачу оптимального керування за допомогою методу динамічного програмування, тобто знайти керування у вигляді зворотного зв'язку;
3. Записати необхідну умову оптимальності згідно принципу максимуму та порівняти його з функціональним рівнянням Беллмана, тобто встановити зв'язок між цими методами;
4. На основі проведеного аналізу дати практичні рекомендації щодо використання оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку при врахуванні обмежень на керування, тобто для закритої області керувань.

Результати досліджень. Постановка задачі оптимального керування повинна включати такі основні елементи:

1) математична модель руху динамічної системи. Вона, як правило, представляється у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь або рівнянь у частинних похідних. Хоча б одне рівняння повинно бути неоднорідним, що фізично означає можливість керувати рухом системи;

2) початкові та кінцеві умови руху. Ці умови встановлюють початковий стан системи та кінцевий – бажаний;

3) оптимізаційний критерій, який встановлює додаткові вимоги до виконання руху, наприклад, зниження енергоспоживання, тривалості руху, підвищення надійності системи тощо;

4) обмеження на керування, які, як правило, представляються у вигляді нерівностей;

5) обмеження на фазові координати, їх вищі похідні за часом, інтегральні обмеження, в які входять фазові координати та різноманітні лінійні і нелінійні комбінації цих обмежень. Математично обмеження можуть бути представлені у вигляді рівностей або нерівностей.

У подальшому приведемо математичну постановку задачі оптимального керування, в яку входять всі приведені вище елементи окрім останнього. Зазначимо, що останнє обмеження у деяких випадках можна врахувати вже на етапі реалізації оптимального керування за допомогою цифрових швидкодіючих систем керування (мікроконтролерів, бортових комп'ютерів тощо).

Рівняння руху системи подамо у нормальній формі:

$$\dot{x}_i = \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j + k_j u, \quad i = 1, \dots, n, \quad (1)$$

де x_i – i -та фазова координата системи (крапка над символом означає диференціювання за часом); a_{ij} – деякі коефіцієнти; k_j – деякі коефіцієнти, які показують вплив керування на зміну фазової координати x_i ; n – порядок системи (сума порядків диференціальних рівнянь, які описують динаміку руху системи).

Крайовими умовами руху системи є такі:

$$\begin{cases} x_i(t_0) = x_{i0}; \\ x_i(T) = x_{iT}, \end{cases} \quad (2)$$

де t_0 та T – початковий та кінцевий час руху системи відповідно.

Критерієм оптимізації для руху системи є такий інтегральний функціонал:

$$J = \int_{t_0}^T \left(\sum_{i=1}^n \delta_i x_i^2 + \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right) u^2 \right) dt \rightarrow \min, \quad (3)$$

де δ_i – i -тий ваговий коефіцієнт, який показує важливість тієї чи іншої складової у підінтегральному виразі критерію (3), причому завжди повинна виконуватись така нерівність:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i \leq 1. \quad (3)$$

Обмеження, які накладаються на функцію керування записуються у такому вигляді:

$$u_{\min} \leq u \leq u_{\max}, \quad (4)$$

де u_{\min} та u_{\max} – відповідно нижня та верхня межі допустимої області керування.

Розв'язання задачі оптимального керування методом динамічного програмування. Для знаходження оптимального керування використаємо метод динамічного програмування. Для цього запишемо основне функціональне рівняння Беллмана [10]:

$$\min \left[\sum_{i=1}^n \delta_i x_i^2 + \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right) u^2 + \sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial x_i} \left(\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j + k_j u \right) \right] = 0, \quad (5)$$

де S – функція Беллмана (мінімальне значення критерію (3)), тобто $\min J = S$.

Поки що будемо вважати, що обмеження на керування (4) не існує. Тоді для знаходження розв'язку рівняння (5) продиференціюємо його ліву частину за u та прирівняємо отримане до нуля:

$$2u \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial x_i} k_j = 0. \quad (6)$$

З рівняння (6) знайдемо функцію оптимального керування для відкритої області керувань, тобто без врахування обмеження (4):

$$u_{opt} = \frac{-1}{2 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right)} \sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial x_i} k_j. \quad (7)$$

Друга частинна похідна лівої частини рівняння (5) за керуванням u має такий вигляд:

$$2 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right) \geq 0. \quad (8)$$

Нерівність (8) означає, що за виключенням випадку $\sum_{i=1}^n \delta_i = 1$ функція керування (7) доставляє лівій частині рівняння (5) мінімум.

Підставимо отриманий вираз (7) у рівняння (5) та будемо мати:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i x_i^2 + \frac{\left(\sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial x_i} k_j \right)^2}{4 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right)} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial x_i} \left(\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j - \frac{k_j}{2} \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial x_i} k_j}{\left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right)} \right) = 0. \quad (9)$$

Оскільки критерій (3) – квадратично-лінійний, то шукати функцію S необхідно у вигляді квадратичної форми:

$$S = S(x_i) = \sum_{i,j=1}^n A_{ij} x_i x_j, \quad (10)$$

де A_{ij} – певні коефіцієнти, які необхідно знайти. Знайдемо частинні похідні виразу (10) за фазовими координатами:

$$\frac{\partial S}{\partial x_i} = 2A_{ii} x_i + \sum_{i=2}^n A_{ij} x_i. \quad (11)$$

Підставимо отримані вирази у формулу (7) та запишемо:

$$u_{opt} = \frac{-1}{2 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right)} \sum_{i=1}^n \left(2A_{ii} x_i + \sum_{i=2}^n A_{ij} x_i \right) k_j. \quad (12)$$

Як тільки коефіцієнти A_{ij} будуть знайдені функція оптимального керування є визначеною.

Функція Гамільтона та зв'язок принципу максимуму з динамічним програмуванням. Використаємо підхід принципу максимуму для аналізу задачі оптимального керування (1)-(4). Для цього запишемо функцію Гамільтона:

$$H = \psi_0 \left(\sum_{i=1}^n \delta_i x_i^2 + \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right) u^2 \right) + \psi_i \left(\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j + k_j u \right), \quad (13)$$

де ψ_0 та ψ_i – спряжені змінні. Згідно принципу максимуму, оптимальне керування повинно доставляти функції Гамільтона максимум.

Якщо не враховувати обмежень (4), то для цього необхідно знайти частинну похідну функції Гамільтона за керуванням u та прирівняти отримане до нуля в результаті чого отримаємо:

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 2\psi_0 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \right) u + \sum_{j=1}^n \psi_i k_j = 0. \quad (14)$$

З рівняння (14) отримаємо:

$$u_{opt} = \frac{-1}{2\psi_0 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right)} \sum_{j=1}^n \psi_j k_j. \quad (15)$$

Друга частинна похідна гамільтоніана (13) за керуванням u рівна:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial u^2} = 2\psi_0 \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right). \quad (16)$$

Якщо $\sum_{i=1}^n \delta_i < 1$ та $\psi_0 < 0$ (як правило вибирають $\psi_0 = -1$), то функція оптимального керування доставляє гамільтоніану максимум. Для закритої області керувань маємо:

$$u_{opt} = \begin{cases} u_{\min}, & \text{при } u_{opt} < u_{\min}; \\ u_{opt}, & \text{при } u_{\min} \leq u_{opt} \leq u_{\max}; \\ u_{\max}, & \text{при } u_{opt} > u_{\max}. \end{cases} \quad (17)$$

Для подальших досліджень необхідно встановити зв'язок принципу максимуму з динамічним програмуванням. Перетворимо функціональне рівняння Беллмана (5) – подамо його у такому вигляді:

$$\max \left[- \left(\sum_{i=1}^n \delta_i x_i^2 + \left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right) u^2 \right) + \left(\sum_{i=1}^n \left(- \frac{\partial S}{\partial x_i} \right) \left(\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j + k_j u \right) \right) \right] = 0, \quad (18)$$

Порівнюючи вирази (13) та (18) приходимо до висновку, що:

$$\begin{cases} \psi_0 = -1; \\ \psi_i = - \frac{\partial S}{\partial x_i}. \end{cases} \quad (19)$$

Таким чином, спряжені функції, які використовуються у принципі максимуму є частинними похідними функції Беллмана за фазовими координатами у методі динамічного програмування. Підставимо отримані результати (19) у вираз оптимального керування (17). При цьому необхідно враховувати вирази (11) для частинних похідних функції Беллмана за фазовими координатами. У результаті підстановок отримаємо:

$$u_{opt} = \begin{cases} u_{\min}, \text{ при } \frac{-1}{2\left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right)} \sum_{i=1}^n \left(2A_{ii}x_i + \sum_{i=2}^n A_{ij}x_i\right) k_j < u_{\min}; \\ \frac{-1}{2\left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right)} \sum_{i=1}^n \left(2A_{ii}x_i + \sum_{i=2}^n A_{ij}x_i\right) k_j, \\ \text{при } u_{\min} \leq \frac{-1}{2\left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right)} \sum_{i=1}^n \left(2A_{ii}x_i + \sum_{i=2}^n A_{ij}x_i\right) k_j \leq u_{\max}; \\ u_{\max}, \text{ при } \frac{-1}{2\left(1 - \sum_{i=1}^n \delta_i\right)} \sum_{i=1}^n \left(2A_{ii}x_i + \sum_{i=2}^n A_{ij}x_i\right) k_j > u_{\max}. \end{cases} \quad (20)$$

Як видно з приведеного виразу (20) оптимальне керування є складною функцією:

$$u_{opt} = f(u_{\min}, u_{\max}, \delta_i, A_{ii}, A_{ij}, k_j, x_i). \quad (21)$$

Однак, аналіз функції (21) для кожного конкретного випадку дає можливість спростити її. Межі допустимої області керування u_{\max} та u_{\min} є визначеними, оскільки відомими є параметри приводного механізму або системи керування. Коефіцієнт k_j відомий з математичної моделі руху системи (1). Що стосується коефіцієнтів A_{ij} та A_{ji} , то їх визначення вимагає розв'язати систему нелінійних алгебраїчних рівнянь. Як тільки вони будуть знайдені, можна говорити про те, що задача оптимального керування розв'язана.

Висновок. Таким чином, у даній роботі доведено, що обмеження оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку за допомогою застосування нелінійного елемента типу „насичення” не призводить до втрати оптимальності процесу. Таке керування все одно доставляє максимум гамільтоніану і тому є оптимальним. Це значно спрощує методику розрахунку оптимального керування. Вона зводиться до виконання таких операцій: 1) постановка задачі оптимального керування; 2) запис необхідної умови оптимальності – функціонального рівняння Беллмана; 3) знаходження розв'язку рівняння Беллмана та встановлення виразу оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку; 4) „відсікання” кусків функції оптимального керування, які виходять за межі допустимої області керувань з допомогою використання нелінійного елемента типу „насичення”.

Список літератури

1. *Власенко В.А.* Динамическая настройка стандартных регуляторов / *В.А. Власенко, О.К. Мансурова.* – СПб: СПбГИТМО (ТУ), 2002. – 52 с.
2. Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу. Методичні рекомендації. Науково-методичний цент аграрної освіти / *В.С. Ловейкін, Д.Г. Войтюк, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Човнюк–* К.: 2011. – 27 с.
3. *Ловейкін В.С.* Дискретний метод синтезу оптимальних керувань технічними системами / *В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 107. Том 2. – 2011. – С. 119-125.
4. *Петров Ю.П.* Вариационные методы теории оптимального управления / *Ю.П. Петров.* – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
5. *Петров Ю.П.* Очерки истории теории управления / *Ю.П. Петров.* – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 272 с.
6. *Гернет Н.Н.* Об основной простейшей задаче вариационного исчисления / *Н.Н. Гарнет.* – СПб., 1913. – 56 с.
7. *Воронов А.А.* Теория автоматического управления. Часть II. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / *А.А. Воронов, Д.П.. Ким, В.М. Лохин.* [под. ред. *А.А. Воронова*]. – 2-е изд., перераб. И. доп. – М.: Высшая школа, 1986. – 504 с.
8. *Фельдбаум А.А.* Методы теории автоматического управления / *А. Фельдбаум, А.Г. Бутковский–* М.: Наука, 1971. – 744 с.
9. *Григорьев О.В.* Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / *Григорьев Отто Владимирович.* – Х., 1995. – 386 с.
10. *Беллман Р.* Динамическое программирование. / *Р. Беллман* [под. ред. *Воробьева Н.Н.*] – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
11. *Васильев Ф.П.* Обобщенный метод моментов в задачах оптимального управления / *Ф.П. Васильев, А.З. Ишмухаметов, М.М, Потапов.* – М.: Изд-во Московского университета, 1989. – 142 с.
12. *Красовский И.И.* Теория управления движением (линейные системы) / *И.И. Красовский* – М.: Наука, 1968. – 476 с.
13. *Кротов В.Ф.* Методы и задачи оптимального управления / *В.Ф. Кротов, В.И. Гурман.* – М.: Наука, 1973. – 389 с.
14. *Ловейкін В.С.* Аналіз прямих варіаційних методів розв'язку задач оптимального керування / *В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Ловейкін* // Вісник Національного університету „Львівська політехніка”. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2012 – № 729. – С. 70-79.
15. *Моисеев Н.Н.* Численные методы в теории оптимальных систем / *Н.Н. Моисеев.* – М.: Наука, 1971. – 424 с.
16. *Смехов А.А.* Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / *А.А. Смехов, Н.И. Єрофеев.* – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
17. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / *В.С. Ловейкин.* – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
18. *Герасимьяк Р.П.* Анализ и синтез крановых электромеханических систем / *Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв.* – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.

19. Геронимус Я.Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я.Л. Геронимус, М.М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6-24.
20. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху кранового візка прямими варіаційними методами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: http://www.nbu.gov.ua/portal/chem_biol/nvnau/2010_144_1/zmist.html. – Назва з екрана.

В статье выполнена постановка обобщенной задачи оптимального управления технической системой. Поставленная задача развязана с помощью метода динамического программирования. В результате получено оптимальное управление в виде обратной связи. На основе анализа уравнения Беллмана и условия максимума функции Гамильтона показана связь между методами динамического программирования и принципом максимума. Установлено условие оптимальности управления в закрытой области допустимых значений.

Функционал, управление, оптимизация, принцип максимума, динамическое программирование, замкнутая область.

The generalized statement of the problem of optimal control of a technical system has been carried out in the article. The stated problem has been solved by dynamic programming. This gave the optimal control in the form of feedback. Based on the Bellman equation and the condition of the Hamiltonian maximum analysis shows the relationship between the methods of dynamic programming and the maximum principle. The optimal control condition is set for in a closed feasible region.

Functional, control, optimization, maximum principle, dynamic programming, closed area.

УДК 631352

АНАЛІЗ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ БЕЗПІДПІРНОГО СКОШУВАННЯ РОСЛИН

**О.Ф. Говоров, кандидат технічних наук
Національний науковий центр „Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства”**

© О.Ф. Говоров, 2013

19. Геронимус Я.Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я.Л. Геронимус, М.М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6-24.
20. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху кранового візка прямими варіаційними методами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: http://www.nbu.gov.ua/portal/chem_biol/nvnau/2010_144_1/zmist.html. – Назва з екрана.

В статье выполнена постановка обобщенной задачи оптимального управления технической системой. Поставленная задача развязана с помощью метода динамического программирования. В результате получено оптимальное управление в виде обратной связи. На основе анализа уравнения Беллмана и условия максимума функции Гамильтона показана связь между методами динамического программирования и принципом максимума. Установлено условие оптимальности управления в закрытой области допустимых значений.

Функционал, управление, оптимизация, принцип максимума, динамическое программирование, замкнутая область.

The generalized statement of the problem of optimal control of a technical system has been carried out in the article. The stated problem has been solved by dynamic programming. This gave the optimal control in the form of feedback. Based on the Bellman equation and the condition of the Hamiltonian maximum analysis shows the relationship between the methods of dynamic programming and the maximum principle. The optimal control condition is set for in a closed feasible region.

Functional, control, optimization, maximum principle, dynamic programming, closed area.

УДК 631352

АНАЛІЗ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ БЕЗПІДПІРНОГО СКОШУВАННЯ РОСЛИН

**О.Ф. Говоров, кандидат технічних наук
Національний науковий центр „Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства”**

© О.Ф. Говоров, 2013

Приведено аналіз конструкцій і робочого процесу різальних апаратів для безпідпільного скошування рослин – пасово-сегментного, ланцюгово-сегментного, тросово-сегментного, стрічкового і ротаційного, в результаті якого встановлено, що найкраще умовами використання у сільськогосподарському виробництві відповідає ротаційний різальний апарат, але жоден з них не відповідає вимогам для скошування і подрібнення пожнивних залишків, а також обґрунтовано два типи принципово - нових двоярусних різальних апарати з паралельною і послідовною роботою ножів.

Різальний апарат, пасово-сегментний, ланцюгово-сегментний, тросово-сегментний, стрічковий, ротаційний, двоярусний апарат.

Постановка проблеми. До 50 років минулого століття при скошуванні рослин домінували сегментно-пальцьові різальні апарати, в яких на поперечному брусі закріплені пальці з протирізальними пластинами, на котрих встановлений ніж з різальними сегментами, обладнаний приводом у зворотно-поступальний рух.

В цьому різальному апараті скошування рослин здійснюється шляхом їх защемлення між протирізальною пластиною пальця і сегментом, тобто при зрізуванні стебло підтримується протирізальною пластиною, в результаті чого при скошуванні стебло мало відхиляються від вертикального положення. Тому ці апарати забезпечують стабільну висоту скошування рослин і низькі втрати листостеблової маси, через практично повну відсутність її подрібнення, та формування акуратного одного валка (покошу) скошеної трави, що створює оптимальні умови для роботи підбирача.

Основним недоліком цього різального апарата є низька допустима робоча швидкість (до 12 км/год) і відповідно низька продуктивність, оскільки при її зростанні, для забезпечення перерізування стебел рослин, необхідно пропорційно збільшувати і середню швидкість руху ножа, а це обумовлює високі динамічні навантаження на ніж і руйнування його спинки. Крім того, такі різальні апарати незадовільно працюють на полях засмічених предметами високої твердості, особливо кусками металу, які заклинюють між протирізальними пластинами і сегментами і викликають їх руйнування або і розрив ножа.

Аналіз останніх досліджень. Для підвищення продуктивності скошування рослин на початку п'ятидесятих років минулого століття

за рубежем і в колишньому СРСР інтенсивно проводились роботи по пошуку нових типів різальних апаратів.

Основний напрямок пошуку був спрямований на виключення із конструкції різального апарата робочих елементів, які здійснюють зворотно-поступальний рух, та протирізальних упорів.

В результаті пошуку було створено п'ять нових типів різальних апаратів, які задовольняють ці умови:

1. Пасово-сегментний.
2. Ланцюгово-сегментний.
3. Тросово-сегментний.
4. Стрічковий.
5. Ротаційний.

Пасово-сегментний різальний апарат [1] складається із клиновидного паса (рис. 1), встановленого на ведучому і веденому шківів та обладнаного натяжним шківом, осі обертання яких розміщені вертикально. До клинового паса закріплені різальні елементи, які по конструкції аналогічні сегментам ножа сегментно-пальцевого різального апарата. Причому клиновий пас виготовлений з пружними (гумовими) виступами, біля яких у пасі прорізані довгасті отвори, а сегменти виготовлені з еліптичними хвостовиками, котрі з натягом вставляються в отвори паса. Таке кріплення забезпечує сегменту можливість відхилятися при зустрічі з предметами високої твердості.

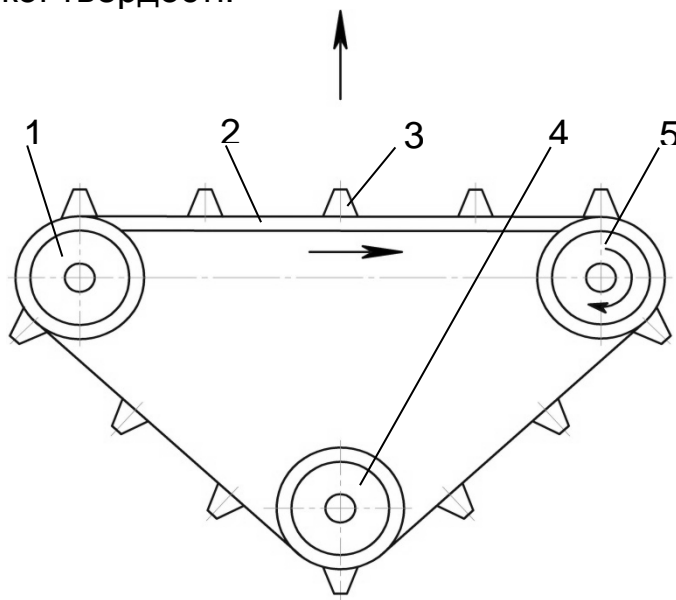


Рис. 1. Пасово-сегментний різальний апарат: 1 – ведучий шків; 2 – клиновидний пас; 3 – сегмент; 4 – натяжний шків; 5 – ведучий шків.

Ланцюгово-сегментний різальний апарат [2] відрізняється від пасово-сегментного апарата тим, що його різальні елементи

аналогічної конструкції, але закріплені не до клинового паса, а за допомогою кронштейнів до ролико-втулкового ланцюга, який встановлений на ведучій і веденій зірочках, але осі обертання зірочок розміщені горизонтально, причому одна зірочка ведуча, а друга натяжна. Сегменти закріплені до ланцюга шарнірно і біля кожного сегмента нерухомо встановлені на ланцюзі запобіжні пластини, виготовлені із пружного матеріалу. Це дає можливість при зустрічі сегмента з предметом високої твердості відхилитись від цього предмета за рахунок деформації пластини, а після проходження нього за рахунок пружності пластини встановлює сегмент в робоче положення.

Тросово-сегментний різальний апарат [3] подібний до пасово-сегментного і відрізняється від нього тим, що сегменти 5 закріплені не до клинового паса, а до за кільцьованого троса 4 (рис. 2).

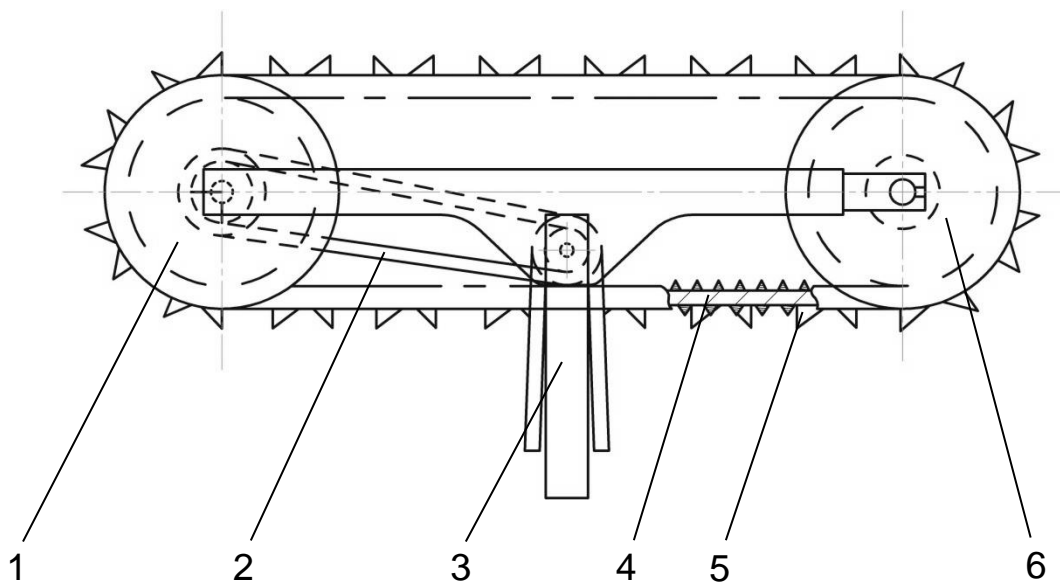


Рис. 2. Тросово-сегментний різальний апарат: 1 – ведучий шків; 2 – привідний пас; 3 – рама; 4 – за кільцьований трос; 5 – сегмент; 6 – натяжний шків.

Трос 4 встановлений на шківах 1 і 6 з вертикальними осями обертання, але не на трьох, а на двох. Ведучий шків 1 сполучений клиновим пасом 2 з механізмом приводу в обертальний рух, а другий шків 6 натяжний і шків 1 і 6 закріплені на вертикальних осях, встановлених на рамі 3.

Стрічковий різальний апарат [4] подібний до стрічкової пили для деревини, тобто його різальний орган виконаний у вигляді безконечної гнучкої сталевий стрічки, один край якої виконаний з зубцями або без них. Ця стрічка встановлена подібно до ланцюгово-сегментного різального органа на опорах з горизонтальними осями

обертання, але їх чотири і виготовлені вони у вигляді шківів. Ці шківів встановлені на осях на брусі, на кожному його кінці по два. Це дає можливість підняти верхню холосту вітку стрічки у гору вище висоти рослин, що виключає можливість пошкодження нею стебел рослин.

Ротаційний різальний апарат [5] складається із вала (рис.3), з'єднаного з механізмом приводу в обертальний рух. На цьому валу нерухомо закріплений тримач, з яким з'єднані ножі.

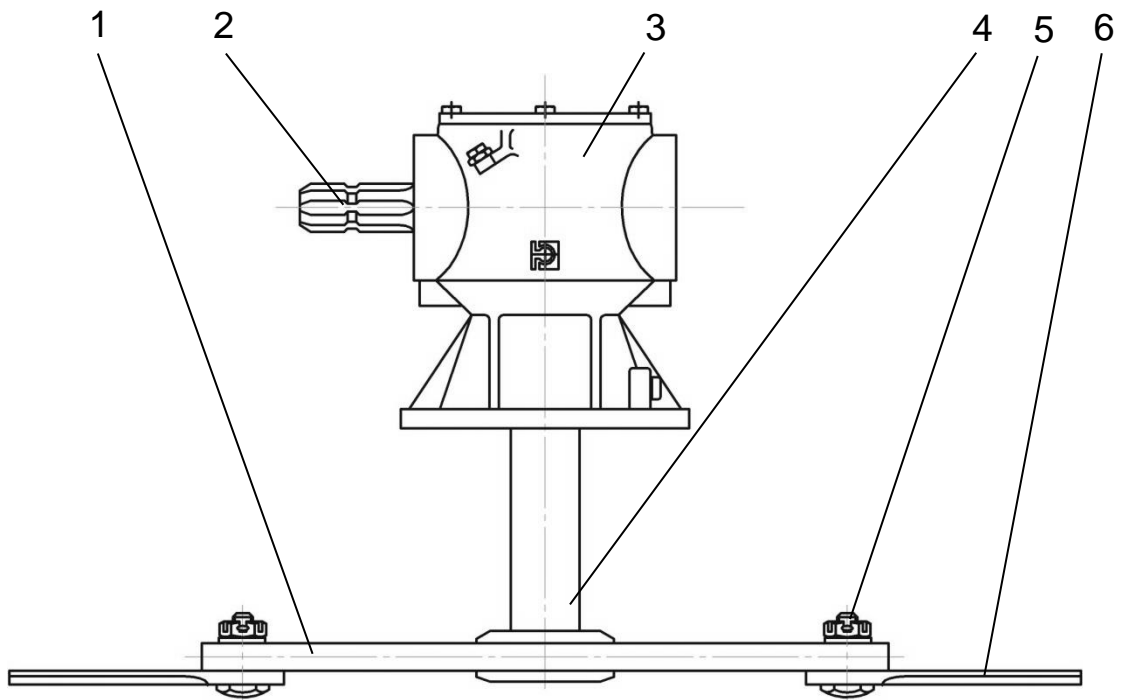


Рис. 3. Ротаційний різальний апарат: 1 – тримач; 2 – ведучий вал; 3 – конічний редуктор; 4 – привідний вал; 5 – шарнір; 6 – ніж.

Головною особливістю розглянутих різальних апаратів є те, що їх ножами перерізуються стебла вільностоячих рослин, тобто відбувається їх безпідпирне скошування.

Однак ця особливість обумовлює мінімально допустимий режим роботи кожного з цих різальних апаратів. Тобто ці різальні апарати забезпечують скошування рослин не при будь-якій швидкості їх ножів, а тільки в тому випадку, якщо ця швидкість буде перевищувати мінімально допустиму, яка для кожного виду рослин є індивідуальною.

Результати робочого процесу різальних апаратів з безпідпирним зрізуванням рослин вперше найбільш повно приведено в роботах [6, 7]. Причому як показали дослідження критична швидкість для скошування трав становить 45 м/с, кукурудзи 20 м/с, а найбільшу критичну швидкість, близьку до 80 м/с, мають сухі стебла метлюгу і мишію.

Порівняльний аналіз вищенаведених п'ятьох типів різальних апаратів показав, що при використанні пасово-сегментних, ланцюгово-сегментних, тросово-сегментних і стрічкових різальних апаратів, назвемо їх апарати конвеєрного типу, значно спрощується конструкція машини, оскільки механізм приводу забезпечує передачу обертального руху лише на один ведучий вал, а також знижується її питома металомісткість за рахунок зменшення її габаритних розмірів, оскільки її габаритна довжина близька до робочої ширини захвату апарата, а габаритна ширина у кілька разів менша. Щодо ротаційного різального апарата, то при його роботі периферійні кінці різальних кромки описують кола. Тому при використанні одного різального апарата з вертикальною віссю обертання машина в плані буде мати форму квадрата, в який вписується траєкторія периферійного кінця різальної кромки ножа, що обумовлює велику питому металомісткість машини з таким різальним апаратом на одиницю ширини захвату.

Тому при розробленні машини з таким різальним апаратом захватом понад 1 м її різальний апарат, як правило, виконується із кількох робочих органів (від 2 до 8), що дає можливість різко зменшити довжину машини, виміряну за напрямком її руху, і питому металомісткість.

Однак при цьому значно ускладнюється конструкція машини, оскільки обертальний рух необхідно передавати на ведучий вал кожного робочого органа.

В результаті цього конструкція машини з ротаційним різальним апаратом значно складніша, а питома матеріаломісткість суттєво більша ніж машин з попередніми чотирма різальними апаратами.

Однак випробування експериментальних зразків машин з вищеописаними різальними апаратами, показали, що в апаратах безпідпального скошування рослин головним фактором їх використання є не складність конструкції і її питома металомісткість, а надійність машини.

Справа в тому, що висока швидкість різальних елементів таких апаратів, необхідна для безпідпального скошування рослин, кардинально знижує надійність машини, особливо з апаратами конвеєрного типу.

Причина в тому, що сільськогосподарські угіддя, як правило, в більшій чи меншій мірі засмічені предметами високої твердості (камінцями, кусками металу полонаних деталей сільськогосподарської техніки, кусками деревини тощо). Тому при роботі машини неминучі співударання її різальних елементів з такими предметами.

Причому, якщо машина обладнана ротаційним різальним апаратом, котрий складається із кількох робочих органів, то, по-перше, будуть взаємодіяти з таким предметом різальні елементи (ножі) лише одного робочого органа, а по-друге, в таких робочих органах ножі з'єднуються з тримачами дуже надійно і тому при їх взаємодії з невеличкими таким предметами, вони відкидаються ножами від різального апарата і тому пошкоджується лише один його ніж, а якщо цей предмет великий то пошкоджуються усі ножі, але лише одного робочого органа і їх можна відновити перезаточуванням.

А якщо ж машина обладнана різальним апаратом конвеєрного типу, в котрому сегменти до тягового елемента закріплені нерухомо, то при взаємодії його сегментів навіть з малим предметом високої твердості відбувається їх руйнування або відрив від тягового елемента і його втрата між рослинами, а при взаємодії сегментів з великим предметом такого типу відбувається руйнування чи відрив усіх різальних елементів. Тобто різальний апарат повністю виходить з ладу. Тому інтенсивність робіт над покращенням різальних апаратів конвеєрного типу була різко знижена, хоча вона продовжуються до сьогодні, а більшість дослідників зосередили зусилля над вдосконаленням ротаційних різальних апаратів.

В результаті виконаних робіт був створений ротаційний різальний апарат з вертикальною віссю обертання і шарнірним з'єднанням ножів з тримачами. Така конструкція різального апарата забезпечує зниження сили співударяння ножів з предметами високої твердості за рахунок їх відхилення від радіального положення і відповідне зменшення пошкодження різальних кромки ножів.

Такий різальний апарат був встановлений на першій ротаційній сінокосарці КРН-2,1, яка серійно виготовлялась в колишньому СРСР [8]. Сінокосарка КРН-2,1 має 4 робочих органи, кожний з яких виготовляється з двома ножами і приводиться в обертальний рух циліндричною шестернею, розміщеною у середині пустотілого бруса. При цьому два суміжні ножі обертаються в протилежних напрямках, тому скошені ножами стебла рослин укладаються двома суміжними робочими органами в один валок, тобто після проходу косарки утворюється два валки.

Перевага ротаційної косарки перед сегментно-пальцевою полягає в тому, що вона має на 25% вищу робочу швидкість і відповідно продуктивність, а також вона більш надійно працює на сінокосах засмічених дрібними кущами і іншими предметами, які застряють на пальцях та між пальцями сегментно-пальцевого апарата, а також предметами високої твердості.

Крім того, був розроблений ротаційний різальний апарат з горизонтальною віссю обертання і шарнірним з'єднанням ножів з тримачами.

Особливістю цього різального апарата є те, що він встановлений в металевому кожусі і за рахунок цього забезпечує, крім скошування і подрібнення стебел, ще й завантаження подрібненої маси по похилому масопроводу, з'єднаному з кожухом, в транспортні засоби (в причіп чи кузов автомобіля).

На рис. 3 показана схема косарки-подрібнювача-навантажувача КІР-1,5, яка широко використовувалась в колишньому СРСР при заготівлі зелених кормів худобі [9].

Останні роки ротаційні різальні апарати почали широко використовуватись в машинах для скошування і подрібнення пожнивних решток, які залишаються на полях після збирання урожаю сільськогосподарських культур. Подрібнені залишки надійно загортаються у ґрунт навіть при його обробітці дисковими боронами. Це забезпечує їх перегнивання в анаеробних умовах і більш ефективно збагачення ґрунту органічними речовинами.

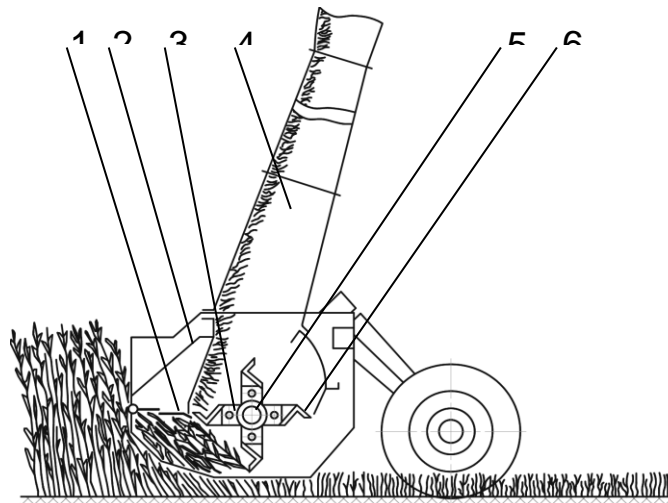


Рис. 3. Схема косарки-подрібнювача-навантажувача КІР-1,5: 1 – відбійна пластина; 2 – кожух; 3 – тримач ножів; 4 – масопровід; 5 – привідний горизонтальний вал; 6 – шарнірний ніж.

Однак при збиранні кукурудзи на зерно, а також ріпаку і деяких інших культур висота стерні досягає 40 см, а для надійного загортання у ґрунт довжина кусків стебел не повинна перевищувати 15 см. Тому існуючі різальні апарати не придатні для подрібнення рослинних решток, які залишаються на полях після збирання урожаю сільськогосподарських культур.

Мета досліджень. Обґрунтування і розроблення різальних апаратів для скошування і подрібнення рослинних решток,

які залишаються на полях після збирання урожаю сільськогосподарських культур.

Результати досліджень. В результаті пошукових і науково-дослідних робіт був створений двоярусний ротаційний різальний апарат з вертикальними осями обертання робочих органів і паралельною роботою ножів, в якому ножі встановлені на співвісних осях, але розміщені на різних відстанях від поверхні ґрунту [10].

При роботі такого різального апарата одночасно, тобто паралельно, працюють два ножі, причому ніж верхнього ярусу розрізує стернину на дві частини, а ніж нижнього ярусу остаточно її скошує. Цей різальний апарат установлений на подрібнювачі рослинних решток ПР-4,5, який виготовляється серійно на ОАО „Красилівський машинобудівний завод”.

Однак використання машини з таким різальним апаратом показало, що при роботі на стерні кукурудзи і інших грубостебельних культур негативно впливає на подрібнювач двократне зростання ударних навантажень на різальний орган і механізм приводу, а також обумовлює підвищену вібрацію корпусу машини, котра викликає послаблення болтових з'єднань, в першу чергу закріплення редукторів. Крім того, при одночасній дії на стебло стернини двох ножів відбувається значне відхилення стернини від вертикального положення. В результаті цього стернина скошується ножем нижнього ярусу раніше ніж вона перерізується ножем верхнього ярусу. Тому скошений кусок стебла утримується ножем верхнього ярусу, який вривався в нього на певну глибину, і починає обертатись разом з ножем, що приводить до забивання різального апарата кусками стебел.

Тому був розроблений удосконалений двоярусний різальний апарат [11] з послідовною роботою ножів, в якому спочатку спрацьовують ножі верхнього ярусу, а потім нижнього.

На рис. 4 показано схему подрібнювача рослинних решток (а) і двоярусний різальний апарат з послідовною роботою ножів (б).

Основна відмінність двоярусного різального апарата з послідовною роботою ножів від аналогічного апарата з паралельною роботою ножів в тому, що осі шарнірів 9 закріплення ножів верхнього ярусу 3 і нижнього ярусу 10, розміщені на одному кінці тримача 5, не співвісні між собою, а проекції осей шарнірів 9 приєднання ножів 3 верхнього ярусу по відношенню відповідних осей ножів 10 нижнього ярусу на горизонтальну площину, зміщені вперед за напрямком коллової швидкості ножів на відстань t (рис. 4 б), яка перевищує максимально можливий діаметр стебла рослини в зоні його скошування.

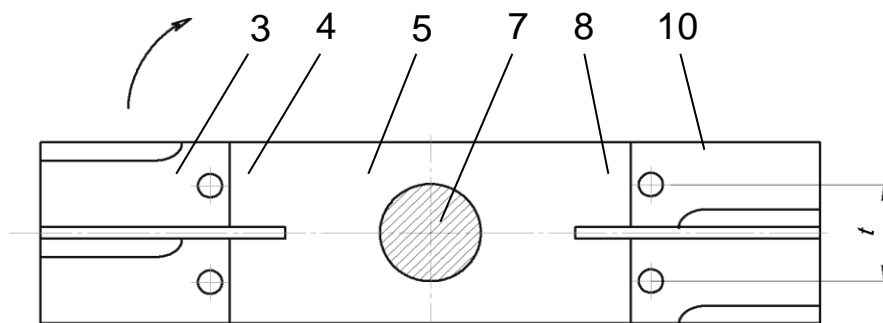
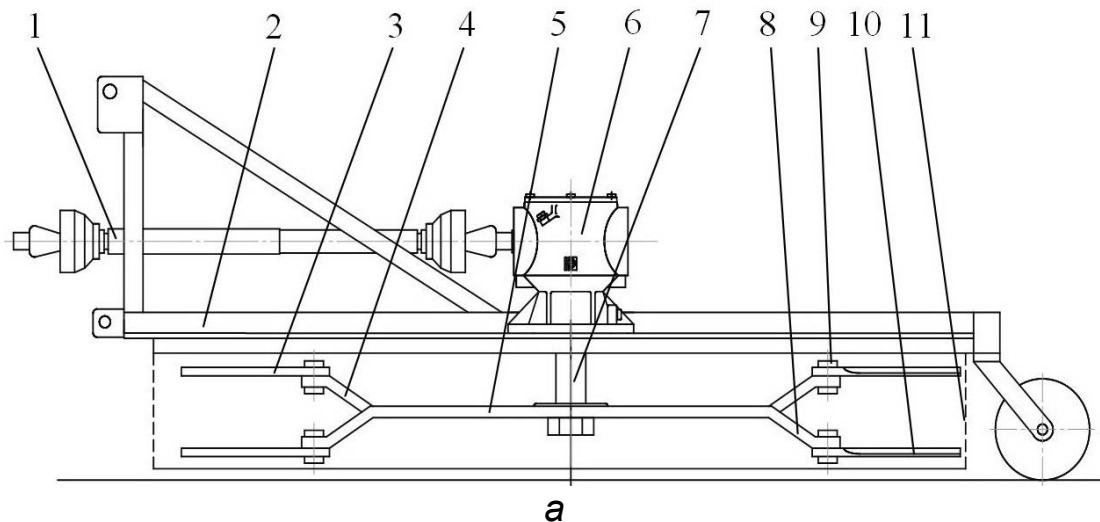


Рис. 4. Схема подрібнювача пожнивних решток (а) і двоярусного різального апарата з послідовною роботою ножів (б): 1 – карданний вал; 2 - рама; 3 – ніж верхнього ярусу; 4 – смуга верхнього ярусу; 5 – тримач ножів; 6 – конічний редуктор; 7 – привідний вал; 8 – смуга нижнього ярусу; 9 – шарнір закріплення ножа; 10 – ніж нижнього ярусу; 11 – кожух.

Для забезпечення такого взаєморозміщення ножів 3 і 10 їх тримач 5 виготовлений у вигляді сталевий пластини, яка на обох кінцях розділена на дві смуги 4 і 8. Причому смуги 4 верхнього ярусу відігнуті угору, а смуги 8 нижнього ярусу донизу і до їх кінців шарнірами 9 закріплені ножі 3 і 10, а тримач 5 закріплений до торця приводного вала 7 притискним болтом.

При роботі такого різального апарата ножі верхнього ярусу 3 рухаються попереду ножів 10 нижнього ярусу. Завдяки цьому спочатку ножем 3 верхнього ярусу зрізується, наприклад, верхня частина стернини кукурудзи і тільки після цього ножем 10 нижнього ярусу відбувається остаточне її скошування.

В результаті цього виключається забивання ножів 3 верхнього ярусу кусками стебел рослин, оскільки при зрізуванні верхньої частини стернини ножем 3 вона утримується її нижньою частиною,

яка ще не зрізується і тільки після зрізування верхньої частини стернини ножем 10 зрізується її нижня частина, яка утримується прикореневою частиною, тобто ножі 3 і 10 працюють послідовно.

Крім того завдяки послідовній роботі ножів 3 і 10 верхнього і нижнього ярусів у 2 рази зменшується ударне навантаження на робочий орган і механізм його приводу та вібрація, яка передається на корпус машини.

Для розширення функціональних можливостей подрібнювачів пожнивних решток, зокрема, забезпечення подрібнення валків соломи після збирання зернових комбайнами без подрібнювачів і копнувачів та скошування і подрібнення сидератів, різальні апарати з вертикальними осями обертання робочих органів обладнується кожухом. Цей кожух складається із горизонтальної платформи, виготовленої із листової сталі і розміщеної над різальними апаратами, до якої по зовнішньому контуру закріплена обичайка. Причому передня і задня частини обичайки в переважній більшості машин виготовляються перфорованими, наприклад, із масивних зварних ланцюгів, які закріплюються до краю платформи з кроком 150 мм, а бокові частини із листової сталі.

Завдяки наявності такого кожуха стебла рослин знаходяться у ньому і подрібнюються ножами різального апарата до тих пір, поки їх куски не вилітають із кожуха через перфорації задньої частини обичайки.

Цей різальний апарат буде встановлено на модернізованому подрібнювачі рослинних решток ПР-4,5М.

Щодо подрібнювача пожнивних решток з різальним апаратом з горизонтальною віссю обертання, то він взагалі без кожуха нероботоздатний, тільки в косарці-подрібнювачі-навантажувачі (рис.3) кожух обладнаний матеріалопроводом для спрямування подрібненої маси в транспортний засіб, а в подрібнювачах пожнивних решток з таким різальним апаратом задня стінка кожуха взагалі відсутня і тому подрібнені стебла рослин рівномірно розподіляються по поверхні поля.

Висновки

1. Аналіз конструкцій і робочих процесів апаратів безпідпирного скошування рослин пасово-сегментними, ланцюгово-сегментними, тросово-сегментними, стрічковими і ротаційними робочими органами показали, що з точки зору надійності для широкого впровадження у сільськогосподарське виробництво придатні лише ротаційні різальні апарати.

2. Для скошування і подрібнення пожнивних залишків у сільському господарстві набувають застосування нові типи машин з ротаційними різальними апаратами з вертикальними осями

обертання робочих органів та двоярусним розміщенням ножів та паралельною і послідовною їх роботою, також з горизонтальними осями обертання робочих органів.

Список літератури

1. Авторське свідоцтво № 229834, ЧССР, МПК А01Д 55/24. *Koci Pavel. Upevneni zasion poruna remenu pasoveho zaciho stroje.* – № 5662 - 8; Заявл. 27.07.1982; Опубл. 15.09.1986.
2. Авторське свідоцтво № 1551274, СРСР, МПК А01Д 34/83. Різальний апарат косарки // *Шемякинский Е.Н.* - № 4474848; Заявл. 17. 08. 1988; Опубл. 15. 01. 1990.
3. Патентна заявка № 2806583, ФРГ, МПК А01Д 55/24. *Rilling Otto, Gokeler Erhard. Schneidverkfuz Mahvorrichtungen.* Заявл. 16.02.1978; Опубл. 30.08.1979.
4. Патентна заявка № 2929184, ФРГ, МПК А01Д 35/00. *Abfalg Alois. Stahlband mahmaschine.* Заявл. 19.07.1979. Опубл. 05.02.1981.
5. *Карпенко А.Н.* Сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат, 1989.- 527с.
6. *Босой Е.С.* Режущие аппараты для работы на повышенных скоростях // Тракторы и сельхозмашины.-1961.-№ 8.-С.32-35.
7. *Фомин В.И.* Исследование бесподпорного среза трав // Труды ВИСХОМ.- М.: ОНТИ, 1962.- Вып. 39.- С. 3-56.
8. *Чижевский А., Сапожников Ф.* Особенности эксплуатации ротационной косилки // Сельский механизатор.-1978.-№ 6.-С. 48.
9. *Пироговський Б.А., Толчинський Л.Д., Еппель А.Л.* Роторні косарки-подрібнювачі.-К.: Урожай, 1966.-44 с.
10. Патент № 47340, Україна, МПК А 01Д 34/63. Машина для скошування і подрібнення рослин і їх решток та розподілу їх по поверхні поля // *Говоров О.Ф., Левчук М.С., Польовий Б.П., Панченко О.В, Гуков Я.С. Саченко В.І.*– № u 2009 08533; заявл. 13.08.2009; Опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2.- 3 с.
11. Патент № 47340, Україна, МПК А 01Д 34/00. Подрібнювач рослин та їх решток // *Говоров О.Ф.*- № u 201007980; Заявл.25.06.2010; Опубл. 10.12.2010, Бюл.23.-3 с.

Приведен анализ конструкций и рабочего процесса режущих аппаратов для бесподпорного скашивания растений - ременно-сегментного, цепно-сегментного, тросово-сегментного, ленточного и ротационного, в результате которого установлено, что лучше условиям использования в сельскохозяйственном производстве соответствует ротационный режущий аппарат, но ни один из них не соответствует требованиям для скашивания и измельчения пожнивных остатков, а также обоснованно два типа принципиально новых двухъярусных режущих аппаратов с параллельной и последовательной работой ножей.

Режущий аппарат, ременной-сегментный, цепно-сегментный, тросовой-сегментный, ленточный, ротационный, двухъярусный аппарат.

The analysis and design of workflow cutting apparatus for cutting plants without afflux - belt-segment, segment chain, cable-segment, and tape rotation, which results revealed that the best conditions for use in agricultural production meets the rotary cutter, but none of them do not meet the requirements for cutting and grinding and grinding crop residues and grounded fundamentally two types-new bunk cutting machines with parallel and sequential work knives.

Cutting machine belt-segment, chain-segment, cable-segment, belt, rotary, two-level unit.

УДК 631.45.631.145.614.8:331.103.253

ЕЛЕМЕНТИ МЕТОДИК ТА ОКРЕМІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ НЕБЕЗПЕЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА ВИРОБНИЦТВАХ АПК

***С.Д. Лехман, кандидат технічних наук
М.В. Панфілова, здобувач***

Описані елементи методик застосування операцій алгебри логіки до дослідження потенційних небезпек та небезпечних процесів на виробництвах АПК, прогнозування їх можливих наслідків, вибір та прийняття оперативних заходів щодо запобігання їх виникненню.

Алгебра логіки, адейлогія, потенційні небезпеки, небезпечні ситуації, небезпечні процеси, формула небезпечного процесу, аварії, травми, прогнозування, оперативне запобігання.

Постановка проблеми. Незважаючи на існуючу у державі систему нормативно-правової бази охорони праці, відповідних служб охорони праці на усіх рівнях, проведення спеціальних заходів щодо підвищення професійного рівня відповідних працівників, фактичний стан охорони праці безпосередньо в умовах виробництва суттєво не поліпшується. Про це свідчать чисельні випадки травм відповідних працівників, різних аварій та інших явищ, що свідчить про незадовільний стан охорони праці на різних підприємствах аграрного виробництва. Крім цього існуюча у державі „Концепція управління охороною праці”, насправді не відображає основної наукової ідеї щодо ефективного впливу на зниження зазначених явищ у різних галузях, а існуюча в аграрній галузі система

© С.Д. Лехман, М.В. Панфілова, 2013

The analysis and design of workflow cutting apparatus for cutting plants without afflux - belt-segment, segment chain, cable-segment, and tape rotation, which results revealed that the best conditions for use in agricultural production meets the rotary cutter, but none of them do not meet the requirements for cutting and grinding and grinding crop residues and grounded fundamentally two types-new bunk cutting machines with parallel and sequential work knives.

Cutting machine belt-segment, chain-segment, cable-segment, belt, rotary, two-level unit.

УДК 631.45.631.145.614.8:331.103.253

ЕЛЕМЕНТИ МЕТОДИК ТА ОКРЕМІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ НЕБЕЗПЕЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА ВИРОБНИЦТВАХ АПК

***С.Д. Лехман, кандидат технічних наук
М.В. Панфілова, здобувач***

Описані елементи методик застосування операцій алгебри логіки до дослідження потенційних небезпек та небезпечних процесів на виробництвах АПК, прогнозування їх можливих наслідків, вибір та прийняття оперативних заходів щодо запобігання їх виникненню.

Алгебра логіки, адейлогія, потенційні небезпеки, небезпечні ситуації, небезпечні процеси, формула небезпечного процесу, аварії, травми, прогнозування, оперативне запобігання.

Постановка проблеми. Незважаючи на існуючу у державі систему нормативно-правової бази охорони праці, відповідних служб охорони праці на усіх рівнях, проведення спеціальних заходів щодо підвищення професійного рівня відповідних працівників, фактичний стан охорони праці безпосередньо в умовах виробництва суттєво не поліпшується. Про це свідчать чисельні випадки травм відповідних працівників, різних аварій та інших явищ, що свідчить про незадовільний стан охорони праці на різних підприємствах аграрного виробництва. Крім цього існуюча у державі „Концепція управління охороною праці”, насправді не відображає основної наукової ідеї щодо ефективного впливу на зниження зазначених явищ у різних галузях, а існуюча в аграрній галузі система

© С.Д. Лехман, М.В. Панфілова, 2013

управління охороною праці, яка розроблена відповідно до „Рекомендацій щодо побудови системи управління охороною праці на виробництві” не виконує головних своїх функцій.

Проведенні нами відповідні дослідження стану охорони праці у різних господарствах засвідчили, що працівники відповідних служб не мають достатнього рівня професійної підготовки, а більшість керівників різних підприємств не володіють сучасними знаннями щодо можливого створення здорових і безпечних умов праці на виробництві. За таких умов не можна вважати, що зазначена проблема в аграрній галузі розв’язана.

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що розв’язати зазначену проблему можна, але для цього необхідно шукати нові науково-теоретичні засади, завдяки яким можна розробити сучасні ефективні підходи для її розв’язання. З цією метою ми не тільки вивчали особливості зазначеної проблеми, але шукали і відповідні шляхи щодо її розв’язання. Так ми дізналися про існування такої науки, як адейлогія, яка означає науку про безпеку (від грец. *αδεια* - безпека) [2], а дослідження, які нами були виконані і опубліковані у наукових джерелах, відносились саме до цієї науки [3-7]. Тому нами були розроблені спеціальні методиками, відповідно до яких будь-який машинно-тракторний агрегат розглядався як ергативна система, що має структуру у складі „Людини”, „Технічного засобу” та „Середовища” [2, 4-6].

У наукових публікаціях [4-7] доведено, що кожен елемент зазначеної структури відповідних систем за певних умов може стати джерелом потенційних небезпек.

Доведено, що в конкретних умовах за існуючими логічними законами такі події-небезпеки здатні утворювати складні події-ситуації, за змістом яких можна описати будь-який небезпечний процес від його зародження до можливого завершення. При цьому перша небезпечна ситуація, доповнюючись однією або кількома ординарними подіями-небезпеками, може утворити наступну більш складну подію-ситуацію. Так, небезпечний процес може тривати аж до виникнення відповідного наслідку [2, 4-6]. При цьому аварійна ситуація може призвести до виникнення аварії, а травмонезбезпечна – до виникнення відповідної травми, тощо [5-7].

Слід зауважити, що завдяки розробленим нами методикам можна не тільки досліджувати явища, які уже відбулись і призвели до небажаних наслідків, а прогнозувати можливість виникнення відповідних наслідків. Так, відповідно до розроблених нами методик, можна досліджувати будь-які небезпечні процеси з метою визначення можливих наслідків від виявлених потенційних небезпек і приймати відповідні заходи щодо запобігання можливим наслідкам.

Відомо, що відповідні науковці свої судження у науці передають і фіксують за допомогою різних розповідних та стверджувальних речень, до змісту яких можна поставити запитання: істинні вони чи хибні. Такі речення отримали назву „висловлень” і стали об’єктом вивчення математичної логіки [8]. Тому з метою дослідження різних потенційних небезпек їх слід описувати у вигляді істинних висловлень [3-7].

Мета досліджень. Удосконалення науково-теоретичних засад щодо створення нової ефективної системи оперативного виявлення, екстреного аналізу та прийняття заходів щодо запобігання можливим наслідкам від чисельних потенційних небезпек на виробництвах АПК.

Результати досліджень. При проведенні наших досліджень ми звертали увагу на висловлення, які характеризували помилкові (небезпечні) дії певних працівників та потенційні небезпеки, джерелами яких були інші елементи структури ергативних систем [2, 5-7]. Так нами було доведено, що виявлені потенційні небезпеки при їх дослідженні можна описувати у вигляді істинних висловлень, що не протирічить основним принципам алгебри логіки [8]. Про це також свідчать чисельні джерела світової науки щодо застосування алгебри логіки до досліджень можливості виникнення різних катастроф, важких аварій тощо [1]. Тому ми досліджувані явища будемо описувати у вигляді істинних висловлень з метою наступної їх формалізації і застосування логічних операцій алгебри логіки для визначення кількісних характеристик відповідних небезпечних наслідків. Це також необхідно для прогнозування можливих наслідків від кожної виявленої потенційної небезпеки та прийняття відповідних заходів щодо унеможливлення виникнення їх небезпечних наслідків.

Виходячи із зазначеного, ми кожне потенційно небезпечне явище будемо описувати у вигляді істинних висловлень з метою наступної їх формалізації і застосування логічних операцій алгебри логіки для визначення кількісних характеристик можливих небезпечних наслідків. При цьому будемо приймати до уваги лише істинні висловлення і за їх допомогою ми зможемо описати істинні чи хибні досліджувані нами складні явища у вигляді аварій, травм працюючих, загорянь різних матеріалів та продуктів тощо. Відповідно досліджені та сформульовані висловлення ми будемо застосовувати при дослідженні закономірностей утворення небезпечних процесів та їх можливих наслідків.

Такий підхід забезпечить можливість створення ефективної теорії, яку ми використаємо для розроблення нового методу моделювання небезпечних процесів при функціонуванні ергативних

систем на технологічних процесах агропромислового комплексу. Отримані результати будуть покладені в основу розроблення ефективної оперативної системи постійного виявлення, експертного аналізу та екстреного прийняття заходів щодо запобігання можливим наслідкам. Це і є головною метою наших досліджень.

Для реєстрації та оперативного аналізу потенційних небезпек перед початком виконання різних технологічних процесів, нами розроблені спеціальні таблиці, в які заносяться дані виявлених потенційних небезпек та їх можливі наслідки від усіх можливих джерел на досліджуваному робочому місці.

Самою важливою операцією такого аналізу є виявлення та описання можливих небезпечних ситуацій з визначенням відповідних наслідків.

В окремій графі такої таблиці вказується можливий наслідок досліджуваного небезпечного процесу.

При описанні формул складних істинних висловлень ми застосували відомі логічні операції „диз’юнкція”, „кон’юнкція” та „імлікація” [8]. За допомогою таких операцій ми будемо визначати кількісні характеристики ординарних подій-небезпек, відповідних небезпечних ситуацій та відповідних наслідків.

На відміну від відомого методу дослідження потенційних небезпек «за зворотньою логікою» ми розробили «метод прямої логіки» [2, 3-7]. Після визначення змісту кожної з можливих потенційних небезпек при функціонуванні будь-якого машинно-тракторного агрегату, виявлені потенційні небезпеки слід описувати у вигляді істинних висловлень. При цьому за дослідженими потенційними небезпеками, що мають відношення до певного технологічного процесу, ми можемо отримати усі необхідні дані для описання можливого виникнення відповідного небезпечного процесу за істинними логічними висловленнями. При цьому ми отримуємо логічну формулу описання досліджуваного небезпечного процесу від його зародження до можливого завершення.

Для виконання таких досліджень ми вибрали найновіший зразок агрегату для збирання силосної маси «МТЗ-82+Рось-2». При цьому ми покажемо, що зазначений агрегат не позбавлений певних потенційних небезпек. Відповідний небезпечний процес за нашими методиками буде описаний у вигляді логічної формули за істинними висловленнями:

„При роботі зазначеного агрегату подрібнена маса, що спрямовується в кузов транспортного засобу, нерівномірно розрівнюється по його площі (A) і погано ущільнюється (B), що вимагає ручних операцій (C). З цією метою для ущільнення і розрівнювання корму залучений додатковий працівник з ручним

інструментом (D). При заповненні кузова подрібненою масою до рівнів бортів (E), працюючий знаходиться біля заднього борту причепа (F), не обладнаного спеціальною решіткою (G). При відсутності двосторонньої сигналізації (I), тракторист різко рушив з місця (K), працюючий втратив рівновагу (L) і впав з кузова на землю (N) з висоти (S), що призвело до виникнення травми (T).

Аналізуючи формулу можливого небезпечного процесу можна помітити, що до її складу входять сукупності ординарних: A, B, D, F, I, L і S подій-небезпек і складних подій-ситуацій: C, E, G, K, N і T .

Сукупність ординарних подій-небезпек можна віднести до скінченної множини, бо вони є між собою стохастично незалежними випадковими подіями. За описаною у вигляді істинних висловлень формулою можна побудувати відповідну логічну модель досліджуваного небезпечного процесу (рис. 1).

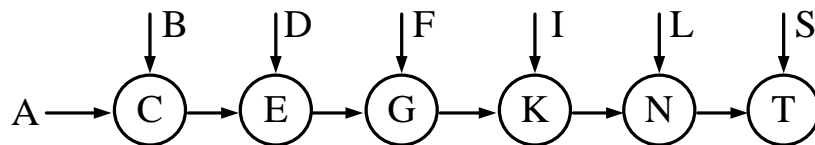


Рис. 1. Логічна ідентифікаційна модель небезпечного процесу.

З рисунку видно, що перший небезпечний стан досліджуваного процесу C може виникнути від логічної операції перетину відповідних ординарних подій-умов A і B за операцією „кон’юнкція”, яка еквівалентна логічній операції перетину множин:

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

де \cap - символ логічної операції перетину множин.

Відповідно другий стан системи (E) може утворитися уже за логічною операцією „імплікація”: „Якщо A і B і D , то E ”. Тоді відповідна формула буде мати такий вигляд:

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

Усі наступні події-ситуації також утворюються за аналогічною операцією. А це означає, що небезпечний процес може відбутися, якщо в реальних умовах виробництва буде існувати можливість виникнення кожного із наступних небезпечних станів G, K, N і T . Це можна показати за відповідними формулами (3 - 5):

$$G = A \cap B \cap D \cap F, \quad (3)$$

$$K = A \cap B \cap D \cap F \cap I, \quad (4)$$

$$N = A \cap B \cap D \cap F \cap I \cap L, \quad (5)$$

Остання подія-наслідок T виникне, якщо відбудуться усі події сукупності A, B, D, F, I, L і S . Відповідно подія-наслідок T визначиться за формулою:

$$T = A \cap B \cap D \cap F \cap I \cap L \cap S. \quad (6)$$

Виходячи з того, що усі події, визначені за формулою (5) є випадковими, то можливість виникнення події-наслідку T можна визначити за імовірностями кожної з ординарних подій-небезпек за такою формулою:

$$P_T = P_A \cdot P_B \cdot P_D \cdot P_F \cdot P_I \cdot P_L \cdot P_S. \quad (7)$$

Формула (7) має важливе значення при виборі заходу щодо запобігання виникненню можливого наслідку (подія T). Якщо будь-яка з подій небезпек, зазначених у формулі (7) не відбудеться при своєчасному прийняттю відповідного заходу, то відповідний наслідок, подія T не відбудеться. Щодо досліджуваного технічного засобу, то вибраний заздалегідь захід може характеризувати удосконалення конструкції даної машини. Це унеможливить виникнення подій-небезпек A і B (або однієї з них), що можна підтвердити такою формулою.

$$P_T = 0 \cdot 0 \cdot P_D \cdot P_F \cdot P_I \cdot P_L \cdot P_S = 0. \quad (8)$$

Отже за таких умов небезпечний наслідок не виникне. Це означає, що удосконалення конструкції силосопроводу відповідної кормозбиральної машини усуне необхідність залучати додаткового працівника до виконання відповідного технологічного процесу.

Проведені нами чисельні дослідження потенційних небезпек на різних технологічних операціях і при використанні різних зразків вітчизняної та зарубіжної техніки за умов розроблення на цій основі оперативної системи управління безпекою праці на різних технологічних операціях, включаючи випробування нових зразків техніки аграрного призначення, можуть ефективно вплинути на розв'язання зазначеної проблеми.

Висновки

1. Розроблені нами методики та отримані результати досліджень потенційних небезпек на виробництвах АПК можна покласти в основу розроблення нової більш ефективної системи запобігання аварійності і травматизму на різних виробничих процесах АПК.

2. Отримані результати досліджень потенційних небезпек та їх можливих наслідків можна покласти в основу розроблення нової концепції створення в умовах аграрного виробництва безпечних і нешкідливих умов праці.

3. Для підвищення знань працівників служб охорони праці різних рівнів необхідно включити у відповідні навчальні посібники та підручники з охорони праці основні знання щодо науки про безпеку працівників галузі – аграрної адейлогії.

Список літератури

1. Е. Дж. Хенлі. Надійнісне проектування технічних систем і оцінка ризику; пер. з англ. / Хенлі Е., Кумамото Х. – К.: Вища шк., 1987. – 543 с.
2. Лехман С.Д. Условия формирования опасных ситуаций при эксплуатации сельскохозяйственной техники. / С. Д. Лехман // Охрана труда в с. х-ве. Межвузовский сборник научных трудов.. Вильнюс. 1986. Вып. 1. – С. 135–139.
3. Монто. Нещасные случаи. / М. Монто. Энциклопедия по безопасности и гигиене труда. М. Профиздат. 1986. т. 2. – 456 с. Перевод с английского.
4. Лехман С.Д. Дослідження небезпечних ситуацій на виробничих процесах АПК. / Лехман С.Д. К.: Видавничий центр НУБіП України. 2011. – 55 с.
5. Лехман С.Д. Дослідження закономірностей утворення небезпечних станів ергативних систем аграрного призначення. / Лехман С.Д., Панфілова Н.В. // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія – технічні науки. Випуск 11(65). – Вінниця. 2012. – С. 236 – 241. 7
6. Лехман С.Д. Прогнозування небезпечних ситуацій та обґрунтування заходів щодо запобігання їх можливим наслідкам на виробництвах АПК. / Лехман С.Д., Панфілова М.В. // Збірник наукових праць Укр.НДІПВТ ім. Л. Погорілого. Вип. 16(30). Кн.2. Дослідницьке. 2012. – С.105-111.
7. Лехман С.Д. Логіко-математичне моделювання небезпечних процесів на виробництвах АПК. / Лехман С.Д. Матеріали восьмої міжнародної науково-практичної конференції. Т.11.Полтава. „ІнтерГрафіка”. 2012. – С.56-58.
8. Боровик В.Н. Математика / Боровик В.Н. К.: Вища шк. 1980. – 400 с.

Описаны элементы методик применения операций алгебры логики к исследованию потенциальных опасностей и опасных процессов на производствах АПК, прогнозирование их возможных последствий, выбор и принятие оперативных мероприятий по их предупреждению и возникновению.

Алгебра логики, адейлогія, потенціальні небезпечності, небезпечні ситуації, небезпечні процеси, формула небезпечного процесу, аварії, травми, прогнозування, оперативне предотвращение.

The techniques for applying of Logic Algebra operations for studying the potential hazards and dangerous processes on AIC production, their possible consequences forecasting, option and approval of operational measures to prevent their occurrence have been described.

Logic Algebra, adeylohiya, potential hazards, dangerous situations, dangerous processes, dangerous processes formula, accidents, injuries, forecasting, operational prevention.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ХЛІБА ТА ХЛІБОБУЛОЧНИХ ВИРОБІВ ШЛЯХОМ ПАКЕТУВАННЯ ВАНТАЖУ

***В.З. Докуніхін, С.І. Козупиця, кандидати технічних наук
В.О. Федяєва студентка
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Я.О. Лудченко, інженер
Національний транспортний університет***

В роботі розглянуто питання пакетування хлібобулочних виробів при їх партійному перевезенні на розвізних маршрутах, що дозволяє підвищити ефективність перевезень.

Перевезення, хліб та хлібобулочні вироби, маятниковий маршрут, розвізно-збірний маршрут, організація перевезень, рухомий склад, тара, пакетування.

Постановка проблеми. Вартість транспортної складової у сукупному процесі постачання, виробництва і розподілення продукції складає в США третину кінцевої ціни продукції.

Витрати на транспортування зростають ще більше при доставці споживачам швидкопсувних вантажів, до яких відносяться хлібопродукти.

Правильні умови перевезення вантажів цієї групи гарантують збереження споживчих властивостей продукту, які визначають його придатність задовольняти певні потреби відповідно з його призначенням.

Якісні продукти в усіх країнах розглядаються як умови здорової нації і тому являються однією з головних турбот уряду будь-якої країни.

Питома вага швидкопсувних вантажів за кордоном складає біля 1%, а вартість їх перевищує 12%. Цінність вантажів і особливі умови перевезення формують організацію їх доставки. Необхідно суворо дотримуватись часу доставки вантажів у торгову мережу у ранішній (визначений час) для можливості ефективною реалізації продуктів.

Споживачі (магазини, їдальні, дитячі садки, лікарні) замовляють хлібопродукти різної кількості і номенклатури. У Дніпровському районі м Києва, де ми проводимо оптимізацію перевезення, є 18 споживачів продукції хлібозаводу №11.

Номенклатура виробів хлібозаводу №11 включає 52 основних найменування хлібобулочних і кондитерських виробів:

- хліб – 8 найменувань;
- сухарі – 8 найменувань;
- бубличні вироби – 3 найменування;
- кондитерські вироби – більше ніж 10 найменувань печива, 3 види пісочних коржів і кексів;
- напівфабрикати – заморожене тісто;
- продукція на замовлення – весільні короваї, торти на замовлення тощо;
- здобні вироби – 10 найменувань;
- булочні вироби – 10 найменувань.

В теперішній час партійні перевезення хлібопродуктів споживачем здійснюються таким чином: на заводі автомобіль завантажують виробами для всіх вантажоодержувачів згідно їхніх замовлень. Потім на розвізному маршруті кожному вантажоодержувачу ввозять, вивантажують і переносять на склад певну кількість хлібобулочних виробів згідно зробленого ними раніше замовлення.

Така організація пов'язана зі значними витратами часу на комплектацію партій за місцем доставки і перерахунок продуктів за кількістю і номенклатурою.

Розвантаження виконується, як правило, вручну; не виключено псування продуктів від дощу, снігопаду, за іншими причинами, крадіжки товару.

Аналіз останніх досліджень. Організація перевезення дрібнопартійних вантажів наведена в роботах [1,2,6]. Але на сьогоднішній день недостатньо висвітлені питання оцінки економічної ефективності пакетування швидкопсувних вантажів, до яких відносяться хлібобулочні вироби.

Мета досліджень. Метою роботи є визначення і економічна оцінка чинників, які впливають на підвищення ефективності перевезення хлібобулочних виробів при пакетуванні партій вантажів.

Результати досліджень. Після комплектацій партії продуктів в даній тарі здійснюється її пакетування плівкою. Кожному пакету присвоюється номер, який відповідає порядковому номеру вантажоодержувача, розташованого на розвізному маршруті.

При переході на пакетні перевезення хліба і хлібобулочних виробів зменшується трудомісткість вантажно-розвантажувальних робіт, скорочуються втрати продуктів, забезпечуються збереження товарного вигляду продуктів, скорочується час простою рухомого складу під навантаженням і розвантаженням, простою в чергах при очікуванні виконанні вантажно-розвантажувальних робіт,

зменшується площа складських приміщень, відпадає необхідність в облаштуванні навісів на майданчику розвантаження продукції тощо.

Річний економічний ефект E_p від переходу на пакетні перевезення хлібобулочних виробів визначаємо за формулою:

$$E_p = [(E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6) - (B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5)] \quad (1)$$

де E_1 – ефект від скорочення робітників, зайнятих вантажно-розвантажувальними роботами, грн.;

E_2 – ефект від скорочення втрат хлібобулочної продукції, грн.;

E_3 – ефект від підвищення навантаження на одиницю складської площі і скорочення потреби в ній при однакових обсягах продукції, грн. (Ефект обумовлений збільшенням висоти штабелювання пакетованих вантажів).

E_4 – ефект від збереження товарного вигляду продукції, грн.;

E_5 – ефект від скорочення часу простою транспортних засобів при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт, грн.;

E_6 – ефект від скорочення часу простою транспортних засобів в черзі при очікуванні вантажно-розвантажувальних робіт, грн.;

B_1 – витрати на розроблення проекту пакетування продукції, грн.;

B_2 – витрати на придбання піддонів, грн.;

B_3 – витрати на придбання плівки для скріплення вантажів сформованих у піддоні, грн.;

B_4 – витрати на придбання засобів механізації вантажно-розвантажувальних робіт і обладнання для формування і скріплення вантажів плівкою, грн.;

B_5 – поточні витрати на експлуатацію засобів механізації вантажно-розвантажувальних робіт і обладнання для скріплення вантажів плівкою, грн.

Складові формули (1) визначаються наступним чином:

$$E_1 = N_1 \cdot Z_1 - N_2 \cdot Z_2 \quad (2)$$

де N_1 і N_2 – кількість робітників, зайнятих вантажно-розвантажувальними роботами відповідно до і після впровадження пакетних перевезень;

Z_1 і Z_2 – заробітна плата робітника з нарахуваннями відповідно до і після впровадження пакетних перевезень, грн.

$$E_2 = C_p \cdot \Delta P \quad (3)$$

де C_p – ціна одиниці продукції, грн.

ΔP – різниця між втратами продукції до і після пакетних перевезень, т.

$$E_3 = (S_1 - S_2) \cdot H_p \quad (4)$$

де S_1 і S_2 – складська площа відповідно під непакетовані і пакетовані вантажі, м²;

N_n - середні питомі витрати на придбання, оренду, обслуговування 1м^2 складської площі (освітлення, опалення, орендна плата, приведені питомі капіталовкладення тощо), грн.

$$E_4 = Q \cdot (C_{п1} - C_{п2}), \quad (5)$$

де Q – маса продукції, яка втратила товарний вигляд до пакетування, т.

$C_{п1}$ – ціна однієї тони продукції, яка не втратила товарний вигляд, грн..

$C_{п2}$ - ціна однієї тони продукції, яка втратила товарний вигляд до пакетування, грн.

$$E_5 = B_r \cdot (t_1 - t_2), \quad (6)$$

де B_r - вартість однієї години простою транспортного засобу, грн.

t_1 і t_2 - тривалість простою транспортних засобів під вантаженням і розвантаженням за певний період часу відповідно до і після пакетування, год.

$$E_6 = B_r \cdot (t_{оч.1} - t_{оч.2}), \quad (7)$$

де $t_{оч.1}$ і $t_{оч.2}$ – тривалість простого транспортних засобів в очікуванні вантажно-розвантажувальних робіт, год.

Тривалість простою в очікуванні початку вантажно-розвантажувальних робіт, год. Розраховується на основі методів теорії масового обслуговування.

B_1 – визначається за нормативами.

$$B_2 = N_{під} \cdot B_{1\text{ під}}, \quad (8)$$

де $N_{під}$ – загальна кількість піддонів за певний період часу, шт.

$B_{1\text{ під}}$ - вартість одного піддону, грн..

$$B_3 = N_{пл} \cdot B_{1\text{ пл}}, \quad (9)$$

де $N_{пл}$ – витрати плівки на один піддон, метри квадратні;

$B_{1\text{ пл}}$ – вартість одного квадратного метра плівки, грн..

$$B_4 = (B_{з.в.р.} + B_{о.ф.}) \cdot E, \quad B_4 = (B_{з.в.р.} + B_{о.ф.}) \cdot E, \quad (10)$$

де $B_{з.в.р.}$ – вартість засобів виконання вантажно-розвантажувальних робіт, грн.

$B_{о.ф.}$ – вартість обладнання для формування пакету і скріплення його плівкою, грн.

Величина B_5 визначається за фактичними витратами на експлуатацію обладнання, встановленого на заводі.

E - нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень.

Встановлено, що річний економічний ефект від переходу на технологію транспортного процесу з пакетуванням вантажів при перевезенні хлібобулочних виробів у Дніпровському районі м. Києва складає 124 163 грн.

Висновки

Розроблена технологія перевезення хліба і хлібобулочних виробів на розвізних маршрутах від хлібозаводу №11 до споживачів продукції з пакетуванням продукції.

1. Розроблена методика оцінки економічної ефективності переходу на перевезення з пакетуванням вантажів.

2. Річний економічний ефект від впровадження технології перевезення хлібобулочних виробів з пакетуванням партії вантажів складає 124 163 грн.

Список літератури

1. *Воркут А.И.* Автомобильные перевозки партийных грузов. – К: Вища школа, 1974, - 184 с.
2. *Воркут А.И.* Грузовые а втомобильные перевозки. - К.: Вища школа, 1986, - 447с .
3. *Горев А.Э.* Грузовые автомобильные перевозки: учебное пособие для студентов высших учебных заведений / *Горев А.Э.* – 3-е изд. стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 286с.
4. *Гужоян О.П., Троцкая Н.А.* Перевозка специфических грузов автомобильным транспортом. Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 2001 – 160 с.
5. *Дмитриченко М.Ф., Яцківський Л.Ю., Ширяєва С.В., Докуніхін В.З.* Основи теорії транспортних процесів і систем. Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Видавничий Дім “Слово”, 2009. – 336с.
6. *Докуніхін В.З., Гудкова М.М.* Удосконалення організації перевезення молока та молочної продукції в м. Шостка. Збірник наукових праць навчально-педагогічних працівників і магістрів. – К.: Видавничий центр НУБіП України, 2010, - с. 80 – 84.
7. *Докуніхін В.З., Михайлович Я.М.* Правила перевезень і класифікація вантажів. – К.:НАУ, 2008. – 196с.
8. *Котелянец В.И.* Эффективность использования транспорта в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1980. – 222 с.
9. *Котелянец В.И.* Транспортный фактор в АПК/ Економіка АПК. Міжнародний науково-виробничий журнал, - 10`2007(156), - с. 93 – 95.
10. *Сханова С.Э.* Транспортно-экспедиционное обслуживание: учебное пособие для студентов высших учебных заведений / *С.Э. Сханова, О.В. Полова, А.Э. Горев.* – 2-е изд. стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432с.

В работе рассмотрены вопросы пакетирования хлебобулочных изделий при партийных перевозках на развозочных маршрутах, что позволяет повысить эффективность перевозок.

Перевозка, хлеб и хлебобулочные изделия, маятниковый маршрут, развозной-сборный маршрут, организация перевозок, подвижной состав, тара.

The paper discusses issues of packaging of bakery products during transport to partitioned distribution routes, thus enhancing the efficiency of transport.

Transport, bread and bakery products, Orbital route distribution-collecting trip, the organization of transportation, rolling stock, containers.

УДК 621.43

ПРО ВПЛИВ ДЕЯКИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОРШНЕВИХ МАШИН НА ПОКАЗНИКИ ЇХ РОБОТИ

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

Застосовуючи метод масштабних перетворень подібних динамічних систем встановлено взаємозв'язок між основними конструктивними параметрами поршневих машин і показниками їх роботи.

Розміри циліндрів, середня швидкість руху поршнів, робочий об'єм, потужність, матеріаломісткість, ефективний ККД.

Постановка проблеми. У сучасній інженерній діяльності практично не зустрічаються випадки, коли фізичний об'єкт створюється „з чистого аркуша”. Майже завжди розроблюваний об'єкт має якийсь аналог (подібний об'єкт), який відрізняється від створюваного об'єкта значеннями конструктивних параметрів і режимів роботи. Це спрощує визначення параметрів нового об'єкта на етапі прогнозування – громіздкі обчислення стають не потрібними. Достатньо лише певним чином перерахувати числові значення параметрів аналога, „спроєктувати” їх на створюваний об'єкт. Для правильного проведення перерахунку потрібне знання закономірностей, яким підлягає інтенсивність зміни значень параметрів і показників роботи об'єктів при їх масштабних перетвореннях.

Аналіз останніх досліджень. У загальному випадку згадані закономірності описуються математичними моделями масштабних перетворень [1]. Їх застосування являє собою один з проявів моделювання як мистецтва раціонального спрощення задач, що виникають у практичній діяльності інженера.

© С.П. Пожидаєв, 2013

Usage of agrarian-central method of repair of motor transport of agricultural enterprises is proved, the technique of definition of radius of centralization of auto repair work and main principles of the organization of the co-operative form of maintenance service of cars on the basis of the given method is developed.

Car, safety of traffic, tire wear, fatigue, aging, residual life.

УДК 517.926

НЕОБХІДНА УМОВА ІСНУВАННЯ РОЗВ'ЯЗКУ СЛАБОНЕЛІНІЙНОЇ КРАЙОВОЇ ЗАДАЧІ З ІМПУЛЬСНОЮ ДІЄЮ (КРИТИЧНИЙ ВИПАДОК)

Р.Ф. Овчар, кандидат фізико-математичних наук

Отримано рівняння для породжуючих амплітуд слабонелінійних критичних крайових задач з імпульсною дією, яке визначає необхідну умову існування розв'язків таких задач.

Слабонелінійна критична крайова задача з імпульсною дією, узагальнений оператор Гріна.

Постановка проблеми. Стаття містить матеріал, який зацікавить спеціалістів в області теорії крайових задач і нелінійних коливань і буде сприяти розвитку конструктивних чисельно-аналітичних методів вивчення крайових задач.

Результати досліджень. Розглянемо критичний випадок, коли однорідна крайова задача з імпульсною дією

$$\dot{z} = A(t)z, t \neq \tau_i, \Delta z|_{t=\tau_i} = S_i z, t, \tau_i \in [a, b], i \in \mathbb{Z} \quad (1)$$

$$lz = 0 \quad (2)$$

має нетривіальні розв'язки, тобто $\text{rank } Q = n_1 < n$. Тоді породжуюча крайова задача з імпульсною дією

$$\dot{z} = A(t)z + f(t), t \neq \tau_i, \Delta z|_{t=\tau_i} = S_i z + a_i, \tau_i \in [a, b], i \in \mathbb{Z} \quad (3)$$

$$lz = \alpha, \alpha \in \mathbb{R}^m, t \in [a, b] \quad (4)$$

розв'язна тоді і тільки тоді, коли $f(t) \in C([a, b] / \{\tau_i\}_I)$, $a_i \in \mathbb{R}^n, \alpha \in \mathbb{R}^m$ задовольняють умові

$$P_{Q_d^*} \left\{ \alpha - l \int_a^b K(\cdot, \tau) f(\tau) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) a_i \right\} = 0, d = m - n_1 \quad (5)$$

і при цьому має r – параметричне сімейство ($r = n - n_1$) розв'язків

© Р.Ф. Овчар, 2013

$$z_0(t, c_r) = X_r(t)c_r + \left(G \begin{bmatrix} f \\ a_i \end{bmatrix} \right) (t) + X(t)Q^+ \alpha, \quad (6)$$

де $\left(G \begin{bmatrix} f \\ a_i \end{bmatrix} \right) (t)$ – узагальнений оператор Гріна крайової задачі з імпульсною дією (3), (4), що визначається за формулою

$$\begin{aligned} \left(G \begin{bmatrix} t \\ a_i \end{bmatrix} \right) (t) \stackrel{\text{def}}{=} & \int_a^b K(t, \tau) * d\tau - X(t)Q^+ l \int_a^b K(\cdot, \tau) * d\tau, \sum_{i=1}^p \bar{K}(t, \tau_i) * \\ & - X(t)Q^+ l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) * \left[\begin{bmatrix} f(\tau) \\ a_i \end{bmatrix} \right]. \end{aligned}$$

Розглянемо питання про необхідні умови існування розв'язків $z = z(t, \varepsilon): z(\cdot, \varepsilon) \in C^1([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $z(t, \cdot) \in C[\varepsilon]$, $\varepsilon \in [0, \varepsilon_0]$ крайової задачі з імпульсною дією

$$\begin{cases} \dot{z} = A(t)z + f(t) + \varepsilon Z(z, t, \varepsilon), & t \neq \tau_i \in [a, b], \\ \Delta z|_{t=\tau_i} - S_i z(\tau_i - 0) = a_i + \varepsilon J_i(z(\tau_i - 0, \varepsilon), \varepsilon), & i = 1, \dots, k, \\ lz = \alpha + \varepsilon J(z(\cdot, \varepsilon), \varepsilon). \end{cases} \quad (7)$$

які при $\varepsilon = 0$ обертаються в породжуючі розв'язки $z_0(t, c_r)$ (6) породжуючої крайової задачі з імпульсною дією (3), (4). Відповідь на це питання дає наступна теорема.

Теорема. Нехай слабонелінійна крайова задача з імпульсною дією (7) задовольняє вказаним вище умовам і має розв'язок $z(t, \varepsilon): z(\cdot, \varepsilon) \in C^1([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $z(t, \cdot) \in C[\varepsilon]$, $\varepsilon \in [0, \varepsilon_0]$ і який при $\varepsilon = 0$ обертається в породжуючий розв'язок $z_0 = z_0(t, c_r^*)$ (6) породжуючої крайової задачі з імпульсною дією (3), (4) з константою $c_r = c_r^* \in \mathbb{R}^r$.

Тоді векторна константа c_r^* задовольняє рівняння:

$$P_{Q\alpha^*} \left\{ I(z_0(\cdot, c_r^*), 0) - l \int_a^b K(\cdot, \tau) Z(z_0(\tau, c_r^*), \tau, 0) d\tau - l \sum_{i=1}^l \bar{K}(\cdot, \tau_i) I_i(z_0(\tau_i - 0, c_r^*), 0) \right\} = 0 \quad (8)$$

Доведення. Нехай $\text{rank } Q = n_1 < n$ слабонелінійна крайова задача з імпульсною дією (7) має розв'язок $z(t, \varepsilon): z(\cdot, \varepsilon) \in C^1([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $z(t, \cdot) \in C[\varepsilon]$, $\varepsilon \in [0, \varepsilon_0]$ і який при $\varepsilon = 0$ обертається в породжуючий розв'язок $z_0(t, c_r^*)$ (6) з константою $c_r = c_r^*$. Умова існування (5) породжуючого розв'язку припускається виконаною. Тоді, враховуючи справедливість умови (5), отримуємо, що при всіх $\varepsilon \in [0, \varepsilon_0]$ нелінійна вектор-функція $Z(z(t, \varepsilon), t, \varepsilon)$ і нелінійні вектор-функціонали $I_i(z(\tau_i - 0, \varepsilon), \varepsilon)$, $I(z(\cdot, \varepsilon), \varepsilon)$ задовольняють умову

$$P_{Q\alpha^*} \left\{ I(z(\cdot, \varepsilon), \varepsilon) - l \int_a^b K(\cdot, \tau) Z(z(\tau, \varepsilon), \tau, \varepsilon) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) I_i(z(\tau_i - 0, \varepsilon), \varepsilon) \right\} = 0 \quad (9)$$

Припустимо тепер, що умова (8) не виконується. Тоді, оскільки $z(\tau, \varepsilon)$ прямує до $z_0(t, c_r^*)$ при $\varepsilon \rightarrow 0$, а вектор-функція $Z(z, t, \varepsilon)$ і вектор-функціонали $I_i(z(\tau_i - 0, \varepsilon), \varepsilon)$, $I(z(\cdot, \varepsilon), \varepsilon)$ неперервні по z і ε в околі

$z_0(t, c_r^*)$ і $\varepsilon = 0$ існує таке достатньо мале число $\varepsilon = \varepsilon_1$, що при $\varepsilon \in [0, \varepsilon_1] \subset [0, \varepsilon_0]$ справедлива нерівність

$$P_{Q_\alpha^*} \left\{ I(z(\cdot, \varepsilon), \varepsilon) - l \int_a^b K(\cdot, \tau) Z(z(\tau, \varepsilon), \tau, \varepsilon) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) I_i(z(\tau_i - 0, \varepsilon), \varepsilon) \right\} \neq 0,$$

Що суперечить умові (9). Таким чином, наше припущення не вірне, що і доводить справедливість теореми.

$$F(c_r) = P_{Q_\alpha^*} \left\{ I(z_0(\cdot, c_r), 0) - l \int_a^b K(\cdot, \tau) Z(z_0(\tau, c_r), \tau, 0) d\tau - l \sum_{i=1}^l \bar{K}(\cdot, \tau_i) I_i(z_0(\tau_i - 0, c_r), 0) \right\} = 0 \quad (10)$$

Означення. Рівняння будемо називати рівнянням для породжуючих амплітуд слабонелінійної крайової задачі з імпульсною дією (7).

Вектор $c_r = c_r^* \in \mathbb{R}^r$ із (10) визначає амплітуду коливань, описуваних породжуючим розв'язком (6) породжуючої крайової задачі з імпульсною дією (3), (4). Якщо рівняння (10) має розв'язок, тоді вектор c_r^* обумовлює той породжуючий розв'язок $z_0(t, c_r^*)$, якому може відповідати розв'язок $z(t, \varepsilon): z(\cdot, \varepsilon) \in C^1([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $z(t, \cdot) \in C[\varepsilon]$, $\varepsilon \in [0, \varepsilon_0]$, $z(t, 0) = z_0(t, c_r^*)$ вихідної крайової задачі з імпульсною дією (7). Однак, якщо рівняння (10) не має розв'язків, то й крайова задача (7) не має розв'язків в класі кусково-неперервних диференційованих по t з розривами першого роду при $t = \tau_i$, неперервних по $\varepsilon \in [0, \varepsilon_0]$ вектор-функцій.

Висновок. Запропоновано і доведено теорему для отримання необхідних умов існування розв'язків слабонелінійних крайових задач для систем звичайних диференціальних рівнянь з імпульсною дією в критичному випадку.

Список літератури

1. *Самойленко А.М.* Дифференциальные уравнения с импульсным воздействием // *А.М. Самойленко, Н.А. Перестюк.* – К.: Вицшашк.; 1987. – 287 с.
2. *Бойчук А.А.* Конструктивные методы анализа краевых задач // *А.А. Бойчук.* – К.: Наук. думка; 1990. – 96 с.
3. *Самойленко А.М.* Линейные нечетовы краевые задачи для дифференциальных систем с импульсным воздействием // *А.М. Самойленко, А.А. Бойчук.* – Укр. мат журн.; 1992, №4. – 564-568 с.

Получено уравнение для порождающих амплитуд слабонелинейных критических краевых задач с импульсным воздействием, что определяет необходимое условие существования решений таких задач.

Слабонелинейная критическая краевая задача с импульсным воздействием, обобщенный оператор Грина, уравнение амплитуд, нелинейная вектор-функция.

An equation for generating the critical amplitudes of weakly nonlinear boundary value problems with impulse action that defines necessary condition for the existence of solutions of such problems.

Slaboneliniyna critical boundary value problem of impulsive, generalized operator Green's equation for generating amplitudes.

УДК 517.972/631.312.021/631.312.2

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛИЦІ КОРПУСА ПЛУГА З РАЦІОНАЛЬНОЮ КРИВИЗНОЮ ПОВЕРХНІ

В.П. Курка, інженер

Наведено опис методики проведення польових досліджень та виконаний аналіз отриманих даних, для порівняння силових характеристик полиці корпусу плуга раціональної кривизни з існуючими.

Полиця корпусу плуга, силові характеристики, тяговий опір, обробіток ґрунту, тензометрування

Постановка проблеми. Для створення нових конструкцій ґрунтообробних робочих органів, які зменшать енергомісткість процесу обробітку ґрунту та покращать якісні показники роботи, є необхідність в розробленні нової методики побудови поверхні ґрунтообробного робочого органу та конструкції пристрою, що дасть змогу детальніше описати процес взаємодії ґрунтообробних робочих органів з ґрунтом, та встановити залежність між фізико-механічними властивостями ґрунту та кривизною поверхонь ґрунтообробних робочих органів.

Аналіз останніх досліджень показав, що на сучасному етапі розвитку ґрунтообробної сільськогосподарської техніки основна увага надається зменшенню енергоємності процесу обробітку ґрунту. Одним з основних резервів зниження затрат енергії являється оптимізація кривизни поверхні ґрунтообробного робочого органу з врахуванням властивостей ґрунту.

Мета досліджень. Порівняння силових характеристик полиці корпусу плуга ПЛН 3-35 з полицею раціональної кривизни, яка була побудована на основі отриманих теоретичних даних, шляхом проведення польових досліджень.

An equation for generating the critical amplitudes of weakly nonlinear boundary value problems with impulse action that defines necessary condition for the existence of solutions of such problems.

Slaboneliniyna critical boundary value problem of impulsive, generalized operator Green's equation for generating amplitudes.

УДК 517.972/631.312.021/631.312.2

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛИЦІ КОРПУСА ПЛУГА З РАЦІОНАЛЬНОЮ КРИВИЗНОЮ ПОВЕРХНІ

В.П. Курка, інженер

Наведено опис методики проведення польових досліджень та виконаний аналіз отриманих даних, для порівняння силових характеристик полиці корпуса плуга раціональної кривизни з існуючими.

Полиця корпуса плуга, силові характеристики, тяговий опір, обробіток ґрунту, тензометрування

Постановка проблеми. Для створення нових конструкцій ґрунтообробних робочих органів, які зменшать енергомісткість процесу обробітку ґрунту та покращать якісні показники роботи, є необхідність в розробленні нової методики побудови поверхні ґрунтообробного робочого органу та конструкції пристрою, що дасть змогу детальніше описати процес взаємодії ґрунтообробних робочих органів з ґрунтом, та встановити залежність між фізико-механічними властивостями ґрунту та кривизною поверхонь ґрунтообробних робочих органів.

Аналіз останніх досліджень показав, що на сучасному етапі розвитку ґрунтообробної сільськогосподарської техніки основна увага надається зменшенню енергоємності процесу обробітку ґрунту. Одним з основних резервів зниження затрат енергії являється оптимізація кривизни поверхні ґрунтообробного робочого органу з врахуванням властивостей ґрунту.

Мета досліджень. Порівняння силових характеристик полиці корпуса плуга ПЛН 3-35 з полицею раціональної кривизни, яка була побудована на основі отриманих теоретичних даних, шляхом проведення польових досліджень.

Результати досліджень. Після проведення теоретичних досліджень по знаходженню раціональної кривизни полиці корпусу плуга, шляхом розв'язання варіаційної задачі знаходження мінімуму роботи переміщення ґрунту по полиці, були отримані рівняння кривизни поверхні:

$$S_{xy} = x_{yk} \frac{y}{y_k} + t \left(V_{xy0} - \frac{y}{y_k} Vx_{y0} \right) + t(b_1(y - y_k)^2 t + b_2(y - y_k)^3 t^2 + b_3(y - y_k)^4 t^3 + b_4(y - y_k)^5 t^4) + x_{y0} \quad (1)$$

$$S_{xz} = x_{zk} \frac{z}{z_k} + t \left(V_{xz0} - \frac{z}{z_k} Vx_{z0} \right) + t(b_1(z - z_k)^2 t + b_2(z - z_k)^3 t^2 + b_3(z - z_k)^4 t^3 + b_4(z - z_k)^5 t^4) + x_{z0}$$

Для пошуку екстремума (значення функцій s_{xz} і s_{xy}), які дають мінімум роботи функціоналу були отримані числові значення коефіцієнтів рівнянь.

Для підстановки коефіцієнтів в рівняння при побудові поверхні полиці корпусу плуга, зміни їх числових значення були записані наступними залежностями:

$$\begin{aligned} a_1 &= 0.01\sqrt{z} - 0.005, \quad a_2 = 0.00054z^2 - 0.0003z + 0.00004, \\ a_3 &= -0.000101z^2 + 0.0000404x - 0.0000375, \\ a_4 &= 4.9 \times 10^{-6} z^2 + 2 \times 10^{-6} x - 0.19 \times 10^{-6}, \quad b_1 = 4.9y^2 - 2.7y + 0.4, \\ b_2 &= -0.9y + 1.16, \quad b_3 = \sqrt{0.45y + 0.000042} + 0.97, \\ b_4 &= 0.1195y^2 - 0.005y + 1.0011 \end{aligned} \quad (2)$$

Після підстановки базисних функцій (2) в залежності (1) отримуємо кінцеві рівняння кривизни поверхні корпусу плуга.

Задавши крок між площинами, які ділять поверхню полиці на певну кількість відрізків, в кожній площині шляхом підстановки числових значень ми отримуємо масив точок, які описують кривизну в даному діапазоні. Після отримання масиву даних точок в кожній площині, використовуючи програмне забезпечення «КОМПАС 3D» по них була побудована поверхня корпусу плуга з раціональною кривизною.

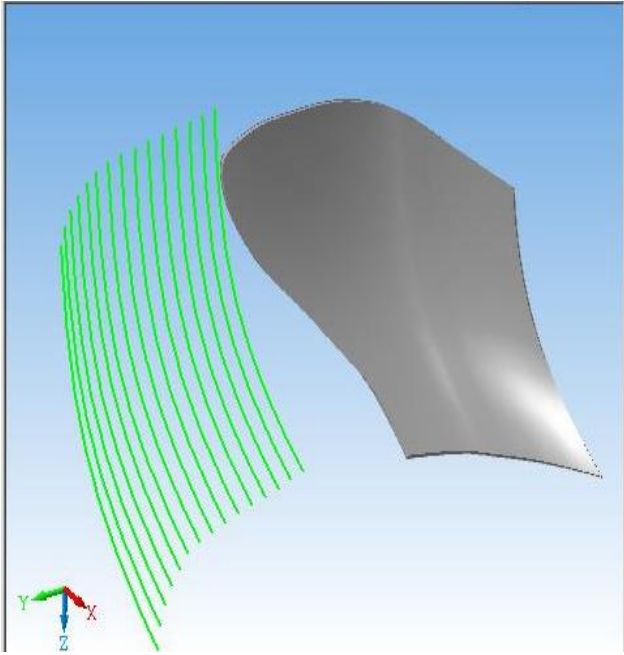


Рис. 1. Побудова поверхні полиці по отриманих координатах.

При проведенні експериментальних досліджень полиця раціональної кривизни кріпилася на базі корпусу плуга ПЛН 3-35. Полиця має знаковмінний характер, оскільки радіус кривизни у вертикальній площині від лобового контуру до кінця полиці і у горизонтальній площині знизу вгору по поверхні полиці змінюється. Нами була розроблена конструкція пристрою для динамометрування сільськогосподарських знарядь при обробці ґрунту [1], до якого кріпився корпус плуга з експериментальною полицею.

Пристрій складається з трьох тензорезисторних датчиків, які працюють на розтяг-стиск, рам для вимірювання складових сили опору, які переміщуються паралельно напрямкам дії відповідних складових результуючої сили опору ґрунту, що досліджуються.

$$F_{\text{верт}} = F_{p1} - F_{x1}, F_{\text{попер}} = F_{p2} - F_{x2}, F_{\text{позд}} = F_{p3} - F_{x3} \quad (3)$$

де F_{p1}, F_{p2}, F_{p3} – сила опору вертикальної, поперечної і поздовжньої складової при робочому ході.

F_{x1} – сила з якою вертикальна рама з корпусом плуга діє на датчик при холостому ході.

F_{x2} – сила для переміщення поперечної рами (включаючи вертикальну раму і корпус плуга)

F_{x3} – сила для переміщення поздовжньої рами (разом з вертикальною і поперечною рамами та корпусом плуга).

F_{x1} – сила з якою вертикальна рама з корпусом плуга діє на датчик при холостому ході.

F_{x2} – сила для переміщення поперечної рами (включаючи вертикальну раму і корпус плуга)

F_{x3} – сила для переміщення поздовжньої рами (разом з вертикальною і поперечною рамами та корпусом плуга).

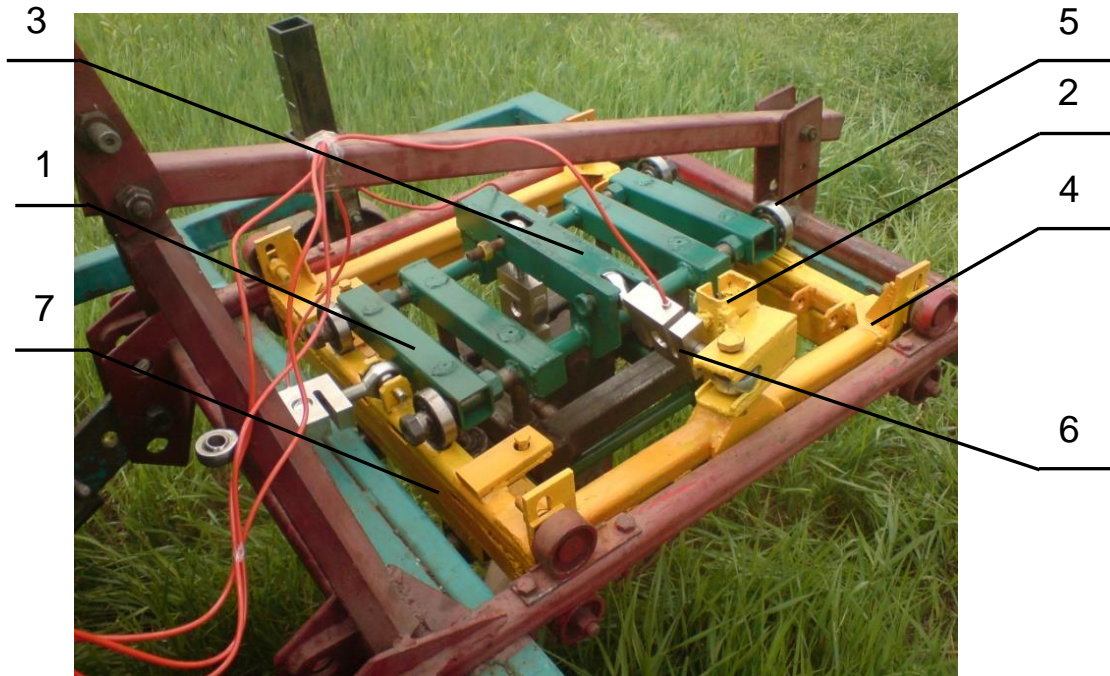


Рис. 2. Експериментальна установка: 1, 2, 3 – датчики для вимірювання відповідно поздовжньої, бокової та вертикальної складової результуючої сили опору; 4, 5, 6, 7 – рами, які сприймають відповідно поздовжню, бокову, вертикальну складові результуючої сили опору та рама для кріплення всієї конструкції до трактора.

Для отримання числових значень складових (поздовжньої, бокової і вертикальної) результуючої сили опору ґрунту при оранці проводилося тарування датчиків для визначення зміни напруги, від сили прикладеної до датчика, яка згідно отриманих даних (табл. 1) характеризується наступною залежністю:

1. Тарування датчиків.

Навантаження, Н	Значення датчика, В	Навантаження, Н	Значення датчика, В
1	2	3	4
1000	0,003277	11000	0,0036065
2000	0,006557264	12000	0,039344257
3000	0,009835963	13000	0,042622956
4000	0,013114663	14000	0,045901655
5000	0,016393362	15000	0,049180355
6000	0,019672061	16000	0,052459054

Закінчення табл. 1

1	2	3	4
7000	0,02295076	17000	0,055737753
8000	0,02622946	18000	0,059016452
9000	0,029508159	19000	0,062295152
10000	0,032786858	20000	0,065573851

$$F = 0.041011 + 304999U$$

де U – напруга, В;

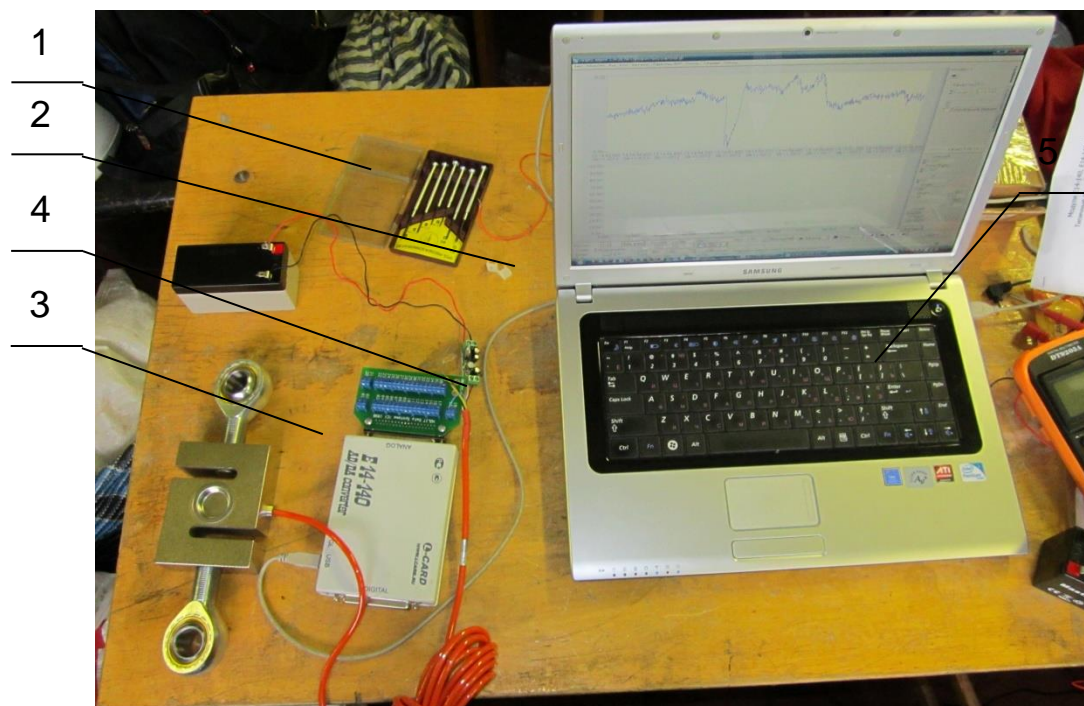


Рис. 3. Схема підключення датчика: 1 – джерело живлення (АКБ); 2 – регулятор напруги; 3 – тензометричний датчик; 4 – АЦП; 5 – ПК.

Для підвищення точності вимірювання і отриманні достовірних даних, перед дослідженням силових характеристик експериментальної полиці корпусу плуга, проводилася порівняльна оцінка показів датчика при дії на корпус плуга та у місці кріплення датчика при холостому ході рам.

2. Тарування рам.

Навантаження, Н	В місці кріплення датчика, В	На корпус плуга (поздовж.), В	Різниця, %	В місці кріплення датчика, В	На корпус плуга (бокове), В	Різниця, %
100	-0,002860	-0,002772	3,09	-0,003036	-0,003167	4,1
200	-0,002976	-0,002892	2,82	-0,003060	-0,003180	3,7
300	-0,003065	-0,002997	2,2	-0,003083	-0,003193	3,4
400	-0,003107	-0,003016	2,92	-0,003129	-0,003224	2,9

Закінчення табл. 2

Навантаження, Н	В місці кріплення датчика, В	На корпус плуга (поздовж.), В	Різниця, %	В місці кріплення датчика, В	На корпус плуга (бокове), В	Різниця, %
500	-0,003163	-0,003074	2,8	-0,003171	-0,003245	2,2
600	-0,003198	-0,003107	2,84	-0,003179	-0,003255	2,3
700	-0,003184	-0,003125	1,83	-0,003183	-0,003260	2,3
800	-0,003221	-0,003165	1,74	-0,003179	-0,003261	2,5
900	-0,003280	-0,003212	2,08	-0,003196	-0,003271	2,2
1000	-0,003279	-0,003207	2,2	-0,003219	-0,003277	1,7



Рис. 4. Тарування рам, що сприймають бокову(а) та поздовжню(б) складову результуючої сили опору.



Рис. 5. Оранка корпусом плуга з експериментальною полицею:
1 – опорні колеса

При таруванні рами, що вимірює вертикальну складову результуючої сили опору, використовувався підвісний кран. Оскільки

напрямок навантаження під час тарування рами у місці кріплення датчика і на корпусі плуга співпадають, визначалося лише зусилля для переміщення рами при холостому ході з врахування маси корпусу плуга і рами, що сприймає це зусилля. При проведенні польових досліджень тягових характеристик глибина обробітку залишалася постійною зявдяки опорним колесам, що дозволяли копіювати поверхню поля та запобігали перекосу рами, також ними регулювалася глибина обробітку. Тензорама була розміщена паралельно площині поля.

Під час проведення польових досліджень одними з важливих факторів які впливають на енергетичні показники і якість оранки є вологість і щільність. Взяття проб вологості ґрунту і щільності бралося по довжині гону в трьохкратній послідовності.

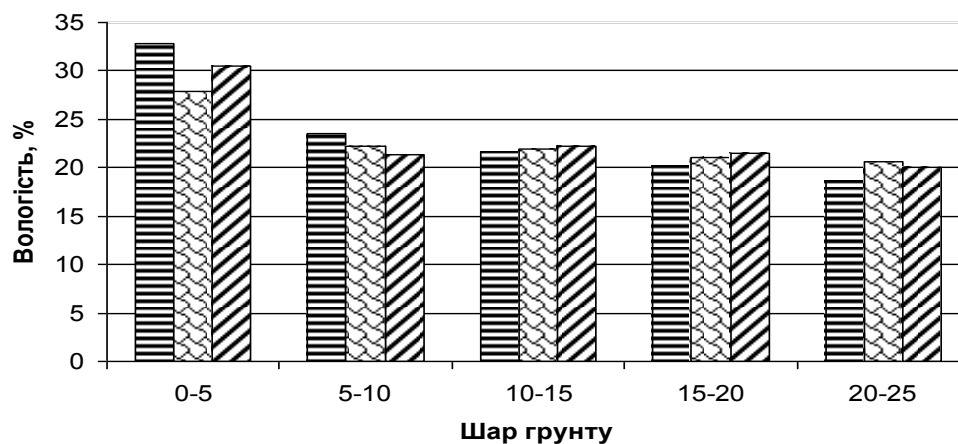


Рис. 6. Графік зміни вологості у шарах ґрунту.

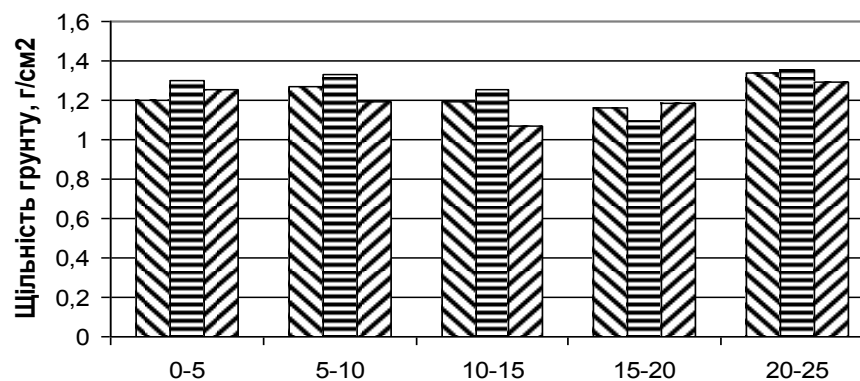


Рис. 7. Графік зміни щільності у шарах ґрунту.

Середні значення вологості під час проведення досліджень були наступні: в шарі ґрунту 5 см – 30,38 %, до 10 см – 22,43 %, на глибині 10 – 15 см становила 21,95 %, в шарі ґрунту 15 – 20 – була 20,86 % та 19,78 % відповідно для діапазону 20 – 25 см.

Щільність ґрунту змінювалася в межах: в шарі ґрунту 5 см – 1,251 г/см³, до 10 см – 1,264 г/см³, на глибині 10 – 15 см становила

1,174 г/см³, в шарі ґрунту 15 – 20 – була 1,146 г/см³ та 1,328 г/см³ відповідно для діапазону 20 – 25 см.

На рисунках 8 – 10 представлено дані отримані при проведенні польових досліджень, для порівняння силових характеристик полиці корпусу плуга ПЛН 3–35 та експериментальної полиці з поверхнею раціональної кривизни. Аналіз даних показав, що при глибині обробки 25 см експериментальною полицею на різних швидкостях в межах 6 – 9 км/год середні значення поздовжньої складової сили опору були менші відповідно на 18,6 %, бокової – 18,4 %, вертикальної – 17,5%.

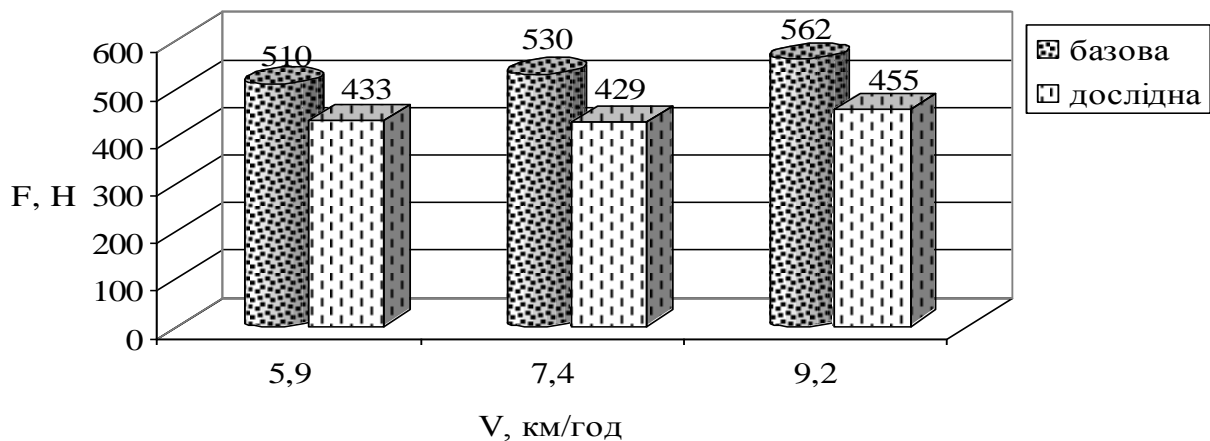


Рис. 8. Залежність вертикальної складової сили опору від швидкості при глибині оранки 25 см.

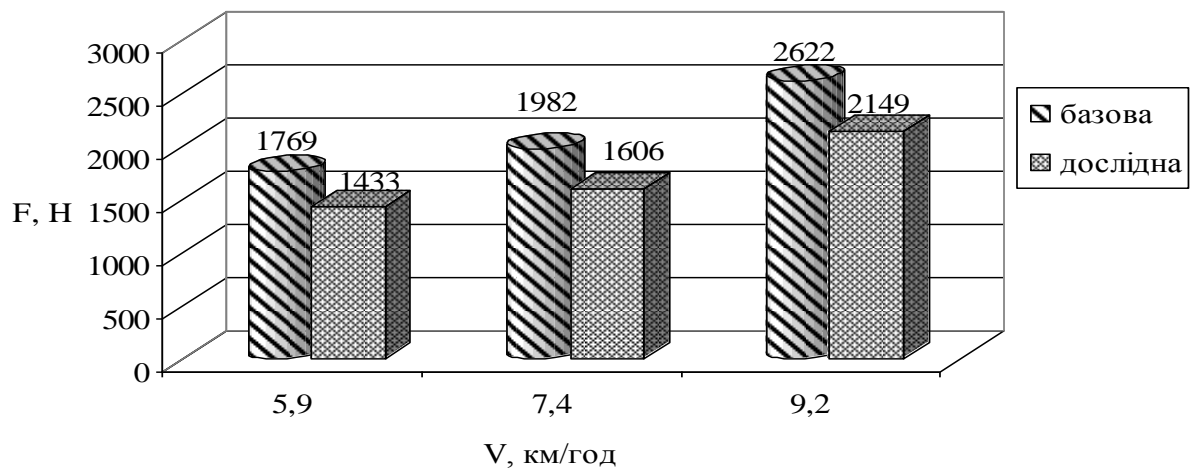


Рис. 9. Залежність поздовжньої складової сили опору від швидкості при глибині оранки 25 см.

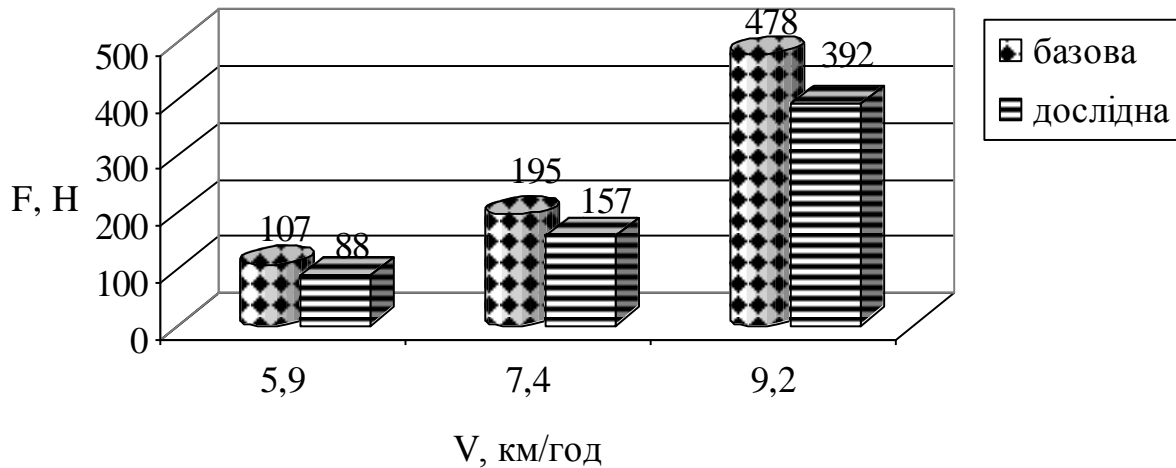


Рис. 10. Залежність бокової складової сили опору від швидкості при глибині оранки 25 см.

3. Глибина оранки

№ заміру	Оранка корпусом плуга ПЛН 3-35			Оранка корпусом плуга з експериментальною полицею		
	Глибина оранки, см	Середньо-квадратичне відхилення, см	Коефіцієнт варіації, %	Глибина оранки, см	Середньо-квадратичне відхилення, см	Коефіцієнт варіації, %
1	24,00	1,5	6,1	24,50	1,4	5,7
2	25,80	1,7	6,6	25,10	1,3	5,2
3	25,70	2,0	7,8	25,30	1,4	5,5
4	27,70	2,1	7,6	24,90	1,6	6,4
5	26,80	1,9	7,1	26,00	1,6	6,2



Рис. 11. Вимірювання глибини обробітку (а) і поверхня поля після оранки (б).

Висновок. Аналіз даних отриманих в результаті проведення польових досліджень експериментальної полиці з раціональною

кривизною поверхні показав зменшення тягового опору при оранці з дотриманням агровимог по якості обробітку. Запропонований пристрій дав змогу отримати три складові результуючої сили опору та підвищити точність вимірювання при дослідженні силових характеристик, оскільки рами, які передавали зусилля від ґрунтообробного робочого органу до датчиків, переміщувалися паралельно дії сил, що досліджувалися.

Список літератури

1. Пат. 71322 України, МПК G01L 5/13/. Пристрій для динамометрування сільськогосподарських знарядь при обробітку ґрунту / Ковбаса В.П., Курка В.П. – u 201115421; заявл. 26.12.2011 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13
2. Шевченко І.А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агрофізичних показників: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / І.А. Шевченко ; Нац. аграр. ун-т. – К., 2002. – 36 с. – укр.
3. Ковбаса В.П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.П. Ковбаса ; Нац. аграр. ун-т. – К., 2006. – 35 с. – укр.
4. Пащенко В.Ф. Механіко-технологічні засоби еколого-економічного удосконалення процесів обробітку ґрунту: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.Ф. Пащенко ; Харк. нац. техн. ун-т сільськ. госп-ва ім. П.Василенка. – Х., 2005. – 37 с. – укр.

Приведено описание методики проведения полевых исследований и выполнен анализ полученных данных, для сравнения силовых характеристик отвала корпуса плуга рациональной кривизны с существующими.

Полка корпуса плуга, силовые характеристики, тяговое сопротивление, обработка почвы, тензометрирования

The methods of analysis of field research and data to compare characteristics of the new shelves plow with existing.

Plow, power characteristics, the resistance of the soil.

УДК 629.366

ДО ПИТАННЯ ПРО КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

***І.П. Трояновська, доктор технічних наук
Південно-Уральський державний університет
С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук***

© І.П.Трояновська, С.П.Пожидаєв, 2013

кривизною поверхні показав зменшення тягового опору при оранці з дотриманням агровимог по якості обробітку. Запропонований пристрій дав змогу отримати три складові результуючої сили опору та підвищити точність вимірювання при дослідженні силових характеристик, оскільки рами, які передавали зусилля від ґрунтообробного робочого органу до датчиків, переміщувалися паралельно дії сил, що досліджувалися.

Список літератури

1. Пат. 71322 України, МПК G01L 5/13/. Пристрій для динамометрування сільськогосподарських знарядь при обробітку ґрунту / Ковбаса В.П., Курка В.П. – u 201115421; заявл. 26.12.2011 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13
2. Шевченко І.А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агрофізичних показників: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / І.А. Шевченко ; Нац. аграр. ун-т. – К., 2002. – 36 с. – укр.
3. Ковбаса В.П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.П. Ковбаса ; Нац. аграр. ун-т. – К., 2006. – 35 с. – укр.
4. Пащенко В.Ф. Механіко-технологічні засоби еколого-економічного удосконалення процесів обробітку ґрунту: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.Ф. Пащенко ; Харк. нац. техн. ун-т сільськ. госп-ва ім. П.Василенка. – Х., 2005. – 37 с. – укр.

Приведено описание методики проведения полевых исследований и выполнен анализ полученных данных, для сравнения силовых характеристик отвала корпуса плуга рациональной кривизны с существующими.

Полка корпуса плуга, силовые характеристики, тяговое сопротивление, обработка почвы, тензометрирования

The methods of analysis of field research and data to compare characteristics of the new shelves plow with existing.

Plow, power characteristics, the resistance of the soil.

УДК 629.366

ДО ПИТАННЯ ПРО КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

***І.П. Трояновська, доктор технічних наук
Південно-Уральський державний університет
С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук***

© І.П.Трояновська, С.П.Пожидаєв, 2013

Розглянуто залежність коефіцієнта опору повороту гусеничної машини від радіуса повороту, яка реалізується у новій моделі взаємодії гусеничних рушіїв з опорною поверхнею. Модель забезпечує задовільну точність розрахункових даних у всьому діапазоні можливих радіусів повороту гусеничної машини.

Гусенична машина, коефіцієнт опору повороту, радіус повороту.

Постановка проблеми. Поворот гусеничної машини, у силу конструктивних особливостей, завжди супроводжується проковзуванням її рушіїв. Тому основним завданням криволінійного руху є розрахунок моменту опору повороту M_c , який визначає маневреність, керованість і енерговитрати машини. Оскільки порівняння машин з різними масово-габаритними характеристиками можливе тільки за питомими показниками, то за останній приймають коефіцієнт опору повороту μ , який являє собою питомий момент опору повороту:

$$\mu = 4M_c / (GL), \quad (1)$$

де G і L – відповідно вага машини і її поздовжня база.

Коефіцієнт опору повороту μ істотно залежить від радіуса повороту машини, проте емпірична формула для розрахунку μ , запропонована А.О. Нікітіним, не відображає фізичну сутність цієї залежності [1]. У зв'язку з цим у даний час велика увага приділяється аналітичному опису силової взаємодії рушія з ґрунтом, в якому можна виділити два основних напрямки:

- школа М.І. Медведєва, який поклав в основу моделі згаданої взаємодії роздільний облік опору повороту: на тертя опорної поверхні ланок і шпор з ґрунтом, зминання і сколювання ґрунту бічною поверхнею гусениці, нагрівання земляного валу і додаткове тертя в механізмах гусеничної системи. Представники цієї школи уточнили епюри тиску на ґрунт, описали рух на косогорі, врахували вплив гакового навантаження, викривлення гусениці і буксування [2; 3] тощо. Приділяючи належну увагу деформативним властивостям ґрунту, вони, однак, ігнорували взаємозв'язок поздовжніх і поперечних складових сил у контакті рушіїв з опорою, що обмежує область застосування даних моделей середніми і великими радіусами повороту;

- школа Ф.О. Опейка, який поклав в основу моделей складові сил тертя гусениць з опорною поверхнею і описав їх на основі законів механіки тертя. Його послідовники уточнили модель [4; 5; 6] тощо, проте відсутність врахування пружних властивостей у контакті

обмежило область застосування цих моделей мінімальними радіусами повороту.

Таким чином допущення, прийняті при складанні існуючих моделей взаємодії рушіїв з опорною поверхнею, не дозволяють застосовувати їх у всьому діапазоні можливих радіусів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відома також нова модель розглянутого взаємодії [7], заснована на підході Ф.О. Опейка з урахуванням деформаційних властивостей ґрунту. Однак адекватність цієї моделі з точки зору функціональної залежності коефіцієнта μ від радіуса повороту (у всьому діапазоні його можливих значень) не визначена.

Мета дослідження. Оцінити адекватність запропонованої моделі силової взаємодії гусениці з ґрунтом з точки зору функціональної залежності коефіцієнта опору повороту μ від радіуса статичного повороту машини (при якому силами інерції можна знехтувати) у всьому діапазоні можливих значень останнього.

Результати досліджень. Згідно з методикою, описаною в роботі [7], кількість невідомих величин для двогусеничної машини ($n = 2$) дорівнює $2n+2 = 2 \cdot 2 + 2 = 6$, а саме:

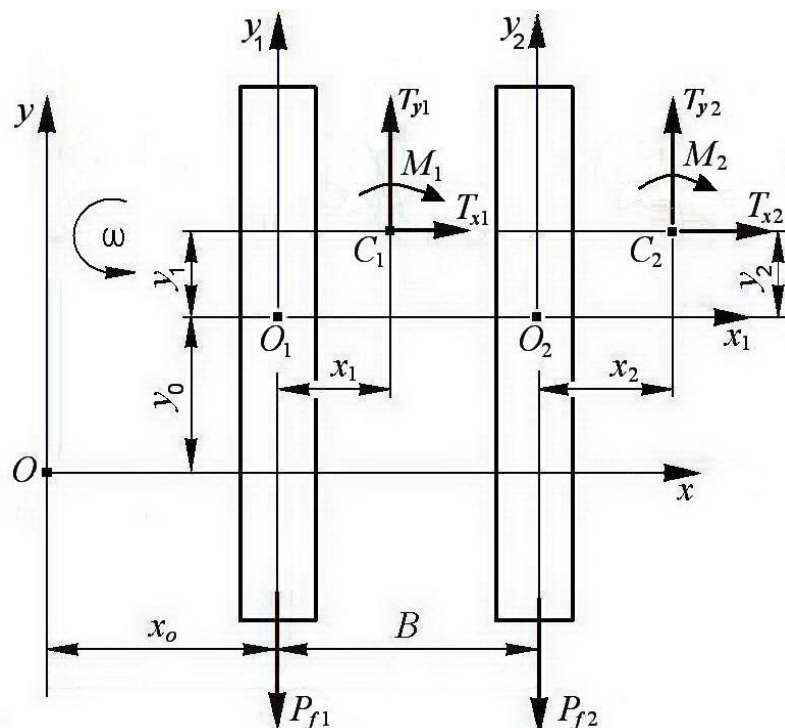


Рис. 1. Силова схема статичного повороту гусеничної машини (індекс 1 – відстаюча гусениця, індекс 2 – забігаюча гусениця):

- чотири координати (x_1, y_1, x_2, y_2) миттєвих центрів ковзання гусениць C_1 і C_2 (рис. 1);
- дві невідомі координати центру повороту O_1 відстаючої гусениці $(x_0$ і $y_0)$ у загальній системі координат.

Модель статичного повороту містить необхідні шість рівнянь [7] рівноваги:

$$T_{x1} + T_{x2} = 0, \quad (2)$$

$$T_{y1} + T_{y2} - P_{f1} - P_{f2} = 0, \quad (3)$$

$$T_{y1}(x_0 + x_1) - T_{y2}(x_0 + B + x_2) - T_{x1}(y_0 + y_1) + \\ + M_2 + P_{f2}(x_0 + B) - T_{x2}(y_0 + y_2) + P_{f1}x_0 + M_1 = 0, \quad (4)$$

де P_{f1} и P_{f2} – сили опору пересуванню відстаючої і забігаючої гусениць, кожна з яких (сил) приймаємо рівною половині добутку ваги машини G на коефіцієнт опору пересуванню f ;

• два рівняння геометричних зв'язків:

$$y_1 + y_0 = 0, \quad (5)$$

$$y_2 + y_0 = 0; \quad (6)$$

• одне рівняння кінематичного зв'язку (одне з трьох можливих залежно від режиму руху):

• • $T_{y1} = 0$ – при відключеній відстаючій гусениці; (7, а)

• • $x_0 + x_1 = 0$ – при загальмованій гусениці; (7, б)

• • $(x_0 + x_1)k = x_0 + B + x_2$ – при відомому співвідношенні k швидкостей забігаючої і відстаючої гусениць, де $k = V_2 / V_1$. (7, в)

Згідно з Ф.О. Опейко силові фактори $T_{x1}, T_{y1}, M_1, T_{x2}, T_{y2}, M_2$ є функціями невідомих координат x_1, y_1, x_2, y_2 миттєвих центрів обертання. Нехтування шириною гусениці дає помилку не більше 2 % [3], що дозволяє звести функції до одномірних інтегралів:

$$T_{x1} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_x \frac{y_1 - \eta}{\sqrt{x_1^2 + (y_1 - \eta)^2}} d\eta; \quad (8)$$

$$T_{x2} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_x \frac{y_2 - \eta}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - \eta)^2}} d\eta; \quad (9)$$

$$T_{y1} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_y \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 + (y_1 - \eta)^2}} d\eta; \quad (10)$$

$$T_{y2} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_y \frac{x_2}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - \eta)^2}} d\eta; \quad (11)$$

$$M_1 = \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_x (y_1 - \eta)^2 + \varphi_y x_1^2}{\sqrt{x_1^2 + (y_1 - \eta)^2}} d\eta; \quad (12)$$

$$M_2 = \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_x (y_2 - \eta)^2 + \varphi_y x_2^2}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - \eta)^2}} d\eta. \quad (13)$$

де L, b – поздовжня база і ширина гусениці;

η – поздовжня координата елементарної ділянки гусениці;

$\varphi_{\bar{o}}$ і $\varphi_{\acute{o}}$ – відповідно поздовжня і поперечна складові коефіцієнта зчеплення φ елементарної ділянки гусениці з опорною поверхнею за умови, що заданий коефіцієнт являє собою функцію значення ковзання k_{δ} згаданої ділянки – рис. 2.

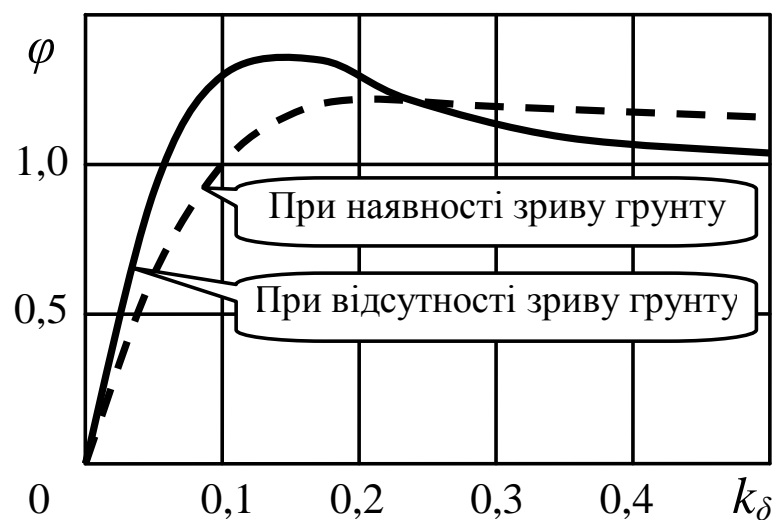


Рис. 2. Залежність коефіцієнта зчеплення φ від значення ковзання k_{δ} .

Значення ковзання елементарної ділянки гусениці з координатою η можна виразити через перелічені раніше невідомі величини \tilde{o}_i та \acute{o}_i :

$$k_{\delta 1} = \frac{\sqrt{\tilde{o}_1^2 + (\acute{o}_1 - \eta)^2}}{\tilde{o}_0 + \tilde{o}_1}, \quad k_{\delta 2} = \frac{\sqrt{\tilde{o}_2^2 + (\acute{o}_2 - \eta)^2}}{\tilde{o}_0 + \hat{A} + \tilde{o}_2}. \quad (14)$$

Врахування пружних властивостей ґрунту здійснюється за допомогою згаданих вище змінних коефіцієнтів зчеплення $\varphi_{\bar{o}}$ та $\varphi_{\acute{o}}$. Їх значення обчислюють за формулою В.В. Кацигіна [8], що дозволяє легко врахувати відсутність зриву ґрунту в бічному напрямку ($\chi_{\delta x} = 0$), зберігши його врахування вздовж гусениці ($\chi_{\delta y} \neq 0$):

$$\varphi_{\bar{o}} = \varphi_{\bar{o}\infty} th(k_{\delta} / \lambda_{\delta}); \quad \varphi_{\acute{o}} = \varphi_{\acute{o}\infty} \left(1 + \frac{\chi_{\delta}}{ch(k_{\delta} / \lambda_{\delta})} \right) th(k_{\delta} / \lambda_{\delta}), \quad (15)$$

де - $\varphi_{\delta\delta}=1,183$, $\varphi_{\delta\delta} = 1,259$ – коефіцієнт зчеплення на зораному полі при повному ковзанні відповідно в поперечному та поздовжньому напрямках;

$\lambda_{\delta} = 0,1$; $\chi_{\delta} = 0,7$ – емпіричні коефіцієнти взаємодії гусениць з ґрунтом. Їх значення отримані в роботі [7] шляхом додаткової обробки експериментальних даних роботи [3].

В результаті чисельного розв'язку системи рівнянь (2 – 7), виконаного з урахуванням співвідношень (8 – 15), визначені невідомі координати $\tilde{\delta}_0, \acute{\delta}_0, \tilde{\delta}_1, \acute{\delta}_1, \tilde{\delta}_2, \acute{\delta}_2$ і основні характеристики повороту:

- радіус повороту $R = \tilde{\delta}_0 + 0,5\hat{A}$;
- поздовжні зусилля забігаючої (T_{δ_2}) і відстаючої (T_{δ_1}) гусениць;

гусениць;

- момент опору повороту машини: $M_c = 0,5B(T_{y1} - T_{y2})$;
- коефіцієнт опору повороту машини (за формулою (1)).

На рис. 3-5 проведено порівняння отриманих за новою моделлю функціональних залежностей коефіцієнта опору повороту $\mu(R)$ з відомими залежностями за моделями школи Ф.О. Опейка і школи М.І.Медведева – Б.М.Позіна.

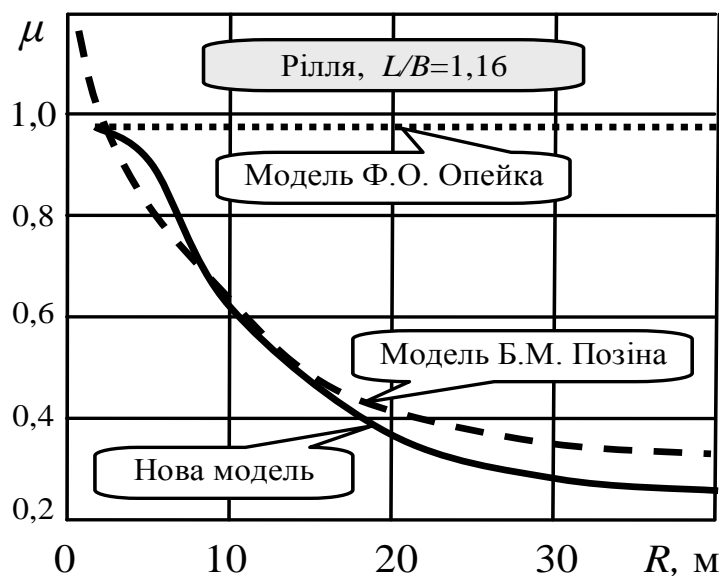


Рис. 3. Функціональні залежності $\mu(R)$ для гусеничної машини з відносною довжиною гусениць $L/B = 1,16$ під час руху по ріллі.

Вони свідчать, що результати, отримані за новою моделлю, дозволяють описувати поворот гусеничної машини у всьому діапазоні можливих радіусів. При мінімальних радіусах (поворот навколо загальмованого борту) результати добре збігаються з

результатами моделі Ф.О. Опейка. При середніх і великих радіусах повороту (більше 10 м) дані нової моделі задовільно узгоджуються з результатами моделі Б.М. Позіна.

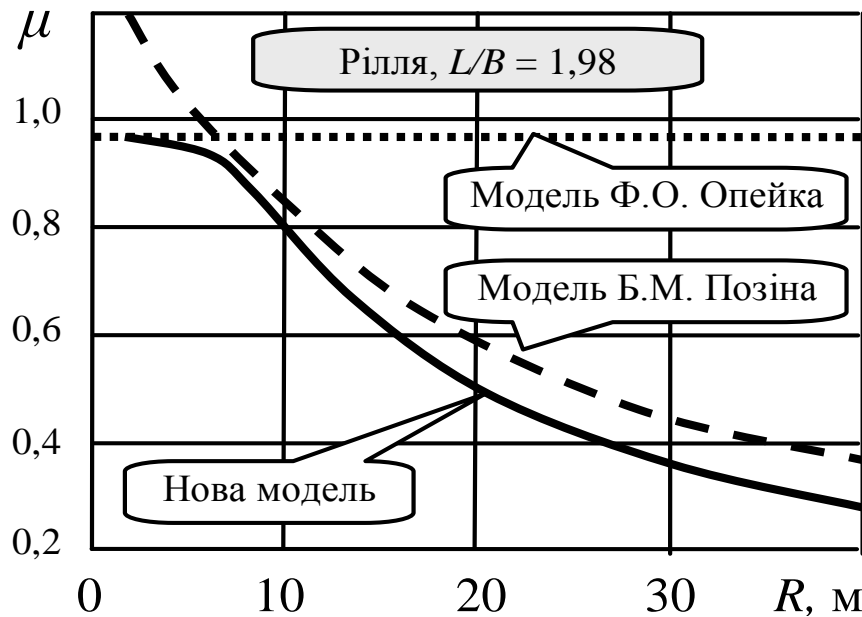


Рис. 4. Функціональні залежності $\mu(R)$ для гусеничної машини з відносною довжиною гусениць $L/B = 1,98$ під час руху по ріллі.

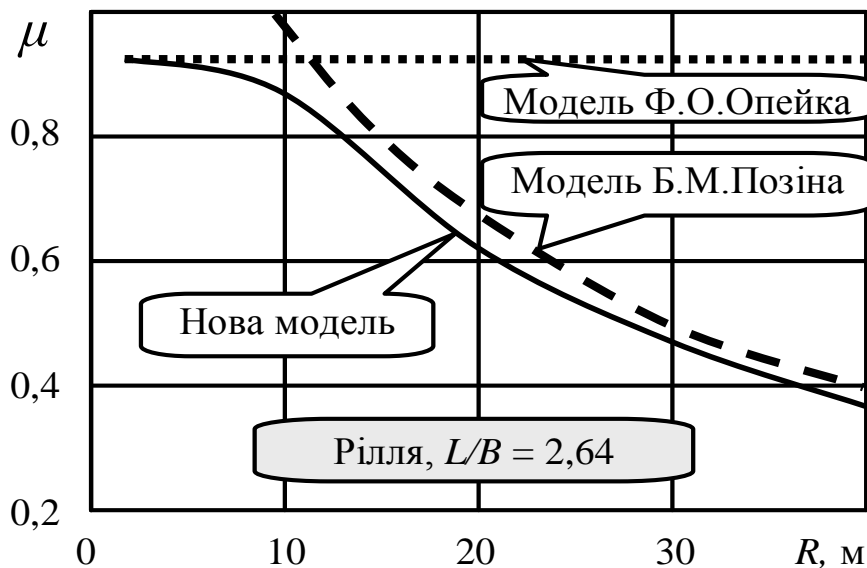


Рис. 5. Функціональні залежності $\mu(R)$ для гусеничної машини з відносною довжиною гусениць $L/B = 2,64$ під час руху по ріллі.

Аналіз залежності $\mu(R)$ також показав, що відношення L/B істотно впливає на характер кривої – рис. 6.

При великих і середніх радіусах повороту функціональні залежності L/B значно різняться, що відображає вплив

конструкційних параметрів на опір повороту. Однак при малих радіусах (поворот навколо повністю або майже повністю загальмованою гусениці) всі криві прямують до значення φ_{\max} , обмеженого зчепленням на даному виді ґрунту.

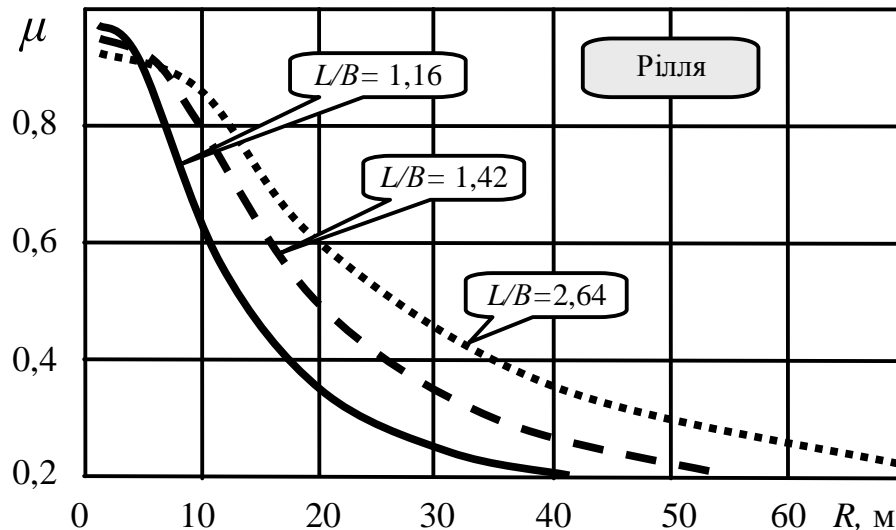


Рис. 6. Коефіцієнт опору повороту μ трьох машин з різними значеннями відносної довжини гусениць L/B .

Висновок. Залежність коефіцієнта μ від радіуса повороту, реалізована в новій моделі взаємодії гусеничного рушія з опорною поверхнею, забезпечує задовільну точність розрахунків у всьому діапазоні можливих радіусів.

Список літератури

1. Никитин А.О. Новый метод опытного определения коэффициента μ // Академия БТ и МВ: труды. – Москва, 1944. – Сб. №7. С. 40–49.
2. Татарчук Г.М. Исследование поворота гусеничного трактора: Дис. ... канд. техн. наук, Л: ЛСХИ, 1955. – 161 с.
3. Позин Б.М. Основные конструктивные параметры гусеничных тракторов и их ограничения по повороту // Дис. ... канд. техн. наук, Челябинск: ЧПИ, 1967. – 131 с.
4. Егоров Л.И. Исследование некоторых вопросов управляемости гусеничных лесосечных машин: Дис. ... канд. техн. наук. М: МЛТИ, 1972. – 125 с.
5. Науен Д.В. Исследование курсовой устойчивости движения гусеничного трактора при воздействии возмущающих факторов: Дис. ... канд. техн. наук. Минск: БПУ, 1981. – 130 с.
6. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М: Машиностроение, 1984. – 168 с.
7. Трояновская И.П. Методология моделирования криволинейного движения тракторных агрегатов // Дис. ... докт. техн. наук, Челябинск: ЮУрГУ, 2011. – 296 с.

8. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация соц. сел. хоз-ва. – 1962. – №4. – С. 28–31.

Рассмотрена зависимость коэффициента сопротивления повороту гусеничной машины от радиуса поворота, которая реализуется в новой модели взаимодействия гусеничных движителей с опорной поверхностью. Она обеспечивает удовлетворительную точность расчетных данных во всем диапазоне возможных радиусов поворота гусеничной машины.

Гусеничная машина, коэффициент сопротивления повороту, радиус поворота.

Dependence of the coefficient of resistance to a caterpillar machine turn on the radius of this turn realized in a new model of interaction of caterpillar movers with the support surface is reviewed in this article. This model gives satisfactory accuracy of calculated data in the full range of possible radii of turns of a caterpillar machine.

Caterpillar machine, coefficient of resistance to turn, turn radius

УДК 629.3.027.5

ДИНАМІЧНИЙ РАДІУС КОЛЕСА У СВІТЛІ ЗАКОНУ ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

У теорії кочення еластичного колеса відсутня єдина думка щодо того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи колеса – динамічний чи радіус кочення. У даній роботі показано, що застосування динамічного радіуса суперечить закону збереження енергії. Це є доказом некоректності застосування динамічного радіуса.

Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.

Постановка проблеми. У даний час не існує однозначної думки стосовно того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи еластичного колеса – динамічний r_d , який розуміється як відстань від опорної площини до центра колеса, що рухається, або радіус кочення r_k , який розуміється як відношення

© С.П. Пожидаєв, 2013

8. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация соц. сел. хоз-ва. – 1962. – №4. – С. 28–31.

Рассмотрена зависимость коэффициента сопротивления повороту гусеничной машины от радиуса поворота, которая реализуется в новой модели взаимодействия гусеничных движителей с опорной поверхностью. Она обеспечивает удовлетворительную точность расчетных данных во всем диапазоне возможных радиусов поворота гусеничной машины.

Гусеничная машина, коэффициент сопротивления повороту, радиус поворота.

Dependence of the coefficient of resistance to a caterpillar machine turn on the radius of this turn realized in a new model of interaction of caterpillar movers with the support surface is reviewed in this article. This model gives satisfactory accuracy of calculated data in the full range of possible radii of turns of a caterpillar machine.

Caterpillar machine, coefficient of resistance to turn, turn radius

УДК 629.3.027.5

ДИНАМІЧНИЙ РАДІУС КОЛЕСА У СВІТЛІ ЗАКОНУ ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

У теорії кочення еластичного колеса відсутня єдина думка щодо того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи колеса – динамічний чи радіус кочення. У даній роботі показано, що застосування динамічного радіуса суперечить закону збереження енергії. Це є доказом некоректності застосування динамічного радіуса.

Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.

Постановка проблеми. У даний час не існує однозначної думки стосовно того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи еластичного колеса – динамічний r_d , який розуміється як відстань від опорної площини до центра колеса, що рухається, або радіус кочення r_k , який розуміється як відношення

© С.П. Пожидаєв, 2013

поздовжньої складової швидкості руху колеса V (без урахування прослизання або буксування) до його кутової швидкості обертання ω (або, що те ж, як відношення приросту поздовжньої складової шляху δL до приросту кута повороту колеса $\delta\alpha$):

$$r_k = \frac{V}{\omega} \equiv \frac{\delta L}{\delta\alpha}. \quad (1)$$

Наприклад, для встановлення взаємозв'язку між крутним моментом колеса M_k і його силою тяги P_k розглядають схему сил і моментів, прикладених до ведучого колеса у випадку його рівномірного руху – рис. 1.

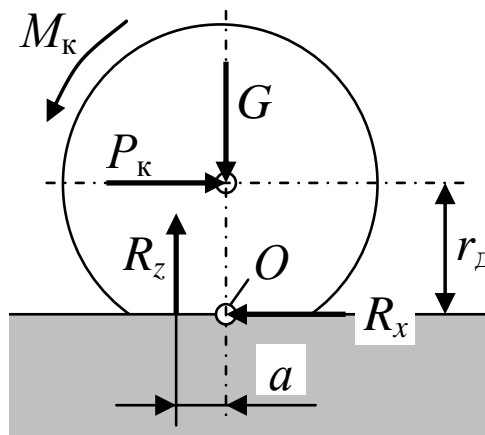


Рис. 1. До складання рівняння рівноваги колеса під дією прикладених до нього сил і моментів.

Рівняння рівноваги такого колеса відносно т. О має вигляд:

$$\Sigma M_O = M_k - P_k \cdot r_d - R_z \cdot a = 0, \quad (2)$$

де R_z – нормальна реакція опорної поверхні;

a – поздовжнє знесення нормальної реакції опорної поверхні.

Записавши рівняння (2) у вигляді отримують, що показником взаємозв'язку між крутним моментом колеса і його силою тяги є динамічний радіус колеса r_d . Його і застосовують у підручнику [1, с. 54] тощо, не згадуючи про існування інших показників.

$$M_k = P_k \cdot r_d + R_z \cdot a, \quad (3)$$

А саме, той же взаємозв'язок можна встановити і за допомогою рівняння для віртуальної роботи, яке для колеса, зображеного на рис. 2, має вигляд:

$$\delta A = M_k \cdot \delta\alpha - P_k \cdot \delta L - R_z \cdot a \cdot \delta\alpha = 0, \quad (4)$$

де δL – варіація кутової координати колеса;

$\delta\alpha$ – варіація лінійної координати, яка пов'язана з варіацією δL співвідношенням $\delta L / \delta\alpha = r_k$, що впливає з визначення радіуса кочення колеса.

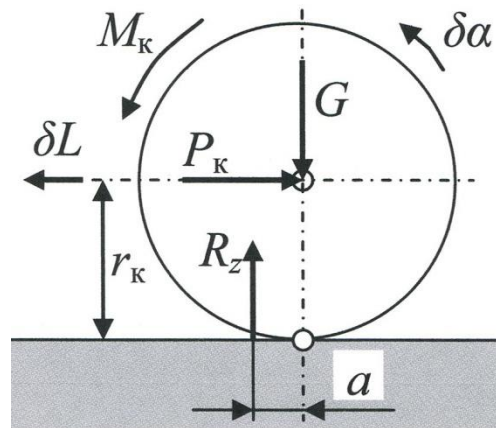


Рис. 2. До складання рівняння для віртуальної роботи.

З рівняння (4) випливає співвідношення

$$M_k = P_k \cdot \frac{\delta L}{\delta\alpha} + R_z \cdot a = P_k \cdot r_k + R_z \cdot a. \quad (5)$$

Складова $R_z \cdot a$ – це момент опору перекочуванню колеса M_f , який можна представити у вигляді добутку нормальної реакції опорної поверхні R_z на коефіцієнт опору перекочуванню f і на радіус кочення колеса r_k ($M_f = R_z \cdot f \cdot r_k$), внаслідок чого співвідношення (5) може бути записане і у вигляді:

$$M_k = P_k \cdot r_k + R_z \cdot f \cdot r_k. \quad (6)$$

Вираз (5) свідчить, що показником взаємозв'язку між крутним моментом колеса і його силою тяги є не динамічний радіус, а радіус кочення колеса. Його і застосовують у підручнику [2, с. 28] тощо, не згадуючи про можливість застосування динамічного радіуса.

Аналогічний стан справ і у зарубіжній літературі. В одних випадках обговорюваний взаємозв'язок встановлюється за допомогою радіуса кочення (rolling radius) [3, с. 410], а в інших – за допомогою динамічного радіуса (loaded radius) або радіуса без акцентування на його природі [3, с. 26].

Однак значення динамічного радіуса і радіуса кочення в окремих випадках можуть відрізнятись на 15 ... 25% [4, с. 13]. Це призводить до суперечності рівнянь (3) і (5), що компроментує теорію кочення еластичного колеса. Як можна вірити результатам розрахунків, якщо не існує єдиної думки щодо однозначного застосування навіть радіусів колеса – найпростіших і найбільш фундаментальних понять теорії кочення? Будь-які результати

розрахунків колісних рушіїв можна піддавати сумніву, протиставивши їм інші результати.

Описану суперечність помітив ще засновник теорії автомобіля акад. Є.О.Чудаков [5, с. 19, 32]. Для її усунення він прирівняв праві частини виразів (3) і (6), звідки отримав формулу для коефіцієнта опору перекочуванню f як функції від значень r_d та r_k [5, с. 31]. Її підстановка у вираз (6) забезпечує отримання однакових значень виразів (3) і (6). Однак таке рішення не витримує перевірку на граничні умови, яка полягає в тому, що будь-яка правильна побудова повинна давати правильні результати в умовах, коли вхідні змінні наближаються до крайніх допустимим для них значень. У даному випадку, припускаючи, що значення a і f прямують до нуля, з виразів (3) і (6) отримуємо два різних рівняння, які не можуть дати однаковий результат. Це свідчить про штучність даного рішення.

Аналіз результатів останніх досліджень. Автор роботи [6] на підставі проведених ним експериментальних досліджень припустив, що взаємозв'язок між прикладеним до колеса крутним моментом і його силою тяги визначається деяким радіусом β (названим ним просто «коефіцієнтом»), рівним середньому арифметичному значенню вільного радіуса і статичного радіуса $r_{\text{нò}}$, де $r_{\text{нò}} \approx r_{\text{à}}$. Але такий висновок теж слід вважати штучним, оскільки теорія припускає тільки два альтернативних рішення – r_d або r_k .

Результати інших експериментальних досліджень, в яких визначали числові значення «силового» радіуса і радіуса кочення шин на холостому ході, наведені у таблиці. Значення, відмічені зірочкою, отримані в результаті проведеної автором математичної обробки даних, представлених на рис. 1 б і 1 в роботи [8].

1. Значення радіуса кочення $r_{k,x}$ (на холостому ході) і «силового» радіуса ρ деяких шин.

Позначення шини та джерело інформації	Радіус кочення $r_{k,x}$, м	«Силовий» радіус ρ , м	Відхилення значення ρ от $r_{k,x}$, %
480/70R34 [7]	0,750	0,770	+2,7
ОШ-1 [8]	0,677	0,652	– 3,7
49x23,5-21LT HC2 AVTOROS [8]	0,600*	0,634*	+5,7
49x23,5-21LT HC4 AVTOROS [8]	0,568*	0,603*	+6,2
	0,557	0,569	+2,2
600/50R22,5 мод. DT-46 [9]	0,556	0,579	+4,1
	0,556	0,609	+9,5
Середнє значення відхилення			+3,8

Дані таблиці свідчать про те, що значення «силового» радіуса в шести випадках з семи отримані більшими, ніж значення радіуса кочення. Оскільки динамічний радіус завжди менший за радіус кочення (визначений без урахування буксування чи проковзування), то можна стверджувати, що експериментальні дані підтверджують правильність рівняння (5), а не (3).

Однак експериментальне підтвердження правильності рівняння (5) ще не свідчить про помилковість рівняння (3). Для розв'язку дилеми " r_d чи r_k ?" необхідно надати ще й переконливий доказ помилковості останнього.

Мета дослідження – уточнення теорії кочення еластичного колеса шляхом доведення помилковості рівняння (3).

Результати дослідження. Рівняння (5) отримане з рівняння віртуальної роботи колеса, яка підлягає закону збереження енергії. Останній є одним з найбільш фундаментальних законів природи і тому "... дозволяє отримати ряд досить загальних і суттєвих висновків про властивості різних механічних процесів, не вникаючи в їх детальний розгляд за допомогою рівнянь руху" [10, с. 63].

Рівняння (3) отримане у інший спосіб і суперечить рівнянню (5). Це означає, що воно суперечить закону збереження енергії. Оскільки до сьогоднішнього дня не виявлено жодного явища, де б цей закон порушувався, то, якщо якийсь процес "... суперечить законам збереження, то відразу можна стверджувати: цей процес неможливий і безглуздо намагатися його здійснити" [10, с. 63].

Таким чином суперечність між законом збереження енергії і рівнянням (3) є достатнім доказом хибності останнього.

Це означає, що, всупереч "очевидній правильності" рівняння (3), воно є помилковим, тобто що силова взаємодія еластичного колеса з опорною поверхнею відбувається на плечі, яке не дорівнює динамічному радіусу. Це і є причиною суперечності між хибним рівнянням (3) і правильним рівнянням (5).

Це також свідчить про складність процесу взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею навіть у найпростішому випадку, який не може бути коректно описаний за допомогою "очевидно правильного" рівняння (3). Пошук причини, з якої нібито правильна схема прикладених до колеса сил і моментів, наведена на рис. 1, призводить до помилкового рівняння (3), являє собою цікаву наукову задачу для подальшої роботи в галузі теорії кочення.

До честі упорядників чинного стандарту [11] слід зазначити, що твердження про незастосовність динамічного радіуса до силового опису еластичного колеса відповідає його (стандарту) духу і букві. У ньому термін "динамічний радіус" розміщено у розділі "Координати центра колеса ...", але не в розділах, що відносяться до роботи колеса.

Висновок. Суперечність між двома відомими рівняннями, що описують взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса (у площині його обертання) силами і крутним моментом, обумовлена помилковою думкою про те, що силова взаємодія згаданого колеса з опорною поверхнею відбувається на плечі, рівному динамічному радіусу. Насправді вона відбувається на плечі, рівному радіусу кочення, внаслідок чого правильним є тільки одне рівняння, а саме – яке базується на радіусі кочення.

Список літератури

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
3. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics. – Warrendale: Society of Automotive Engineers. – 1992. – 470 p.
4. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
5. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
6. Станкевич Э.Б. Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 9. – С. 6–9.
7. Гончаренко С.В., З.А.Годжаев З.А., Э.Б.СтанкевичЭ.Б. [и др.]. Идентификация шин по эксплуатационным показателям // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 7. – С. 16–19.
8. Зайцев С.Д., Гончаренко С.В., Л.С.Стреблеченко Л.С. [и др.], Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9. – С. 29–31.
9. Зайцев С.Д., Стреблеченко Л.С., Гончаренко С.В. [и др.], Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств широкопрофильной шины // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8. – С. 25–27.
10. Иродов И.Е. Основные законы механики. – М.: Высшая школа, 1978. – 240 с.
11. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 1972-05-06. – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 24 с.

В теории качения эластичного колеса отсутствует единое мнение относительно того, какой радиус следует применять при определении силовых показателей работы колеса – динамический или радиус качения. В данной работе показано, что применение динамического радиуса противоречит закону сохранения энергии. Это является доказательством некорректности применения динамического радиуса.

Эластичное колесо, динамический радиус, радиус качения.

There is absent a common opinion in the theory of rolling motion of an elastic wheel to the effect what radius should be used when

assessing force characteristics – loaded or rolling radius. This paper shows that the application of the loaded radius contradicts the energy conservation law. This is a proof of incorrectness of use of loaded radius.

Elastic wheel, loaded radius, rolling radius.

УДК 664.641.1

ПЕРСПЕКТИВИ ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЯКІСНОГО ДОЗУВАННЯ СИРОВИНИ В ХЛІБОПЕКАРСЬКІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

І.Я. Стадник, доктор технічних наук

М.П. Коневич, аспірант

Тернопільський національний технічний університет

імені Івана Пулюя

В.П. Василів, кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і

природокористування України

В статті приведено основні класифікації сучасного дозувального обладнання для хлібопекарської промисловості. Запропоновано технічні рішення та комплекс напрямків для створення високоефективного, компактного і енергозберігаючого дозуючого обладнання.

Дозування, групи технічних рішень, показники дозування, класифікація дозаторів, комплекс напрямків проектування і модернізації дозаторів.

Постановка проблеми. Виготовлення будь-якої харчової продукції не можливо виконати без основної частини технологічного процесу - дозування. На сьогодні відомі різноманітні конструкції дозаторів як періодичної так і безперервної дії. Найбільш поширеними на підприємствах України набули дозатори періодичної дії. Основна перевага - висока універсальність, легкість налагодження, обслуговування і ремонту. Завдяки цьому дозатори встановлюють в потокові лінії по виробництву хлібобулочних та кондитерських виробів. Тому вдосконалення існуючих і розробка нових механізмів для дозування сипучих і рідких компонентів є актуальним і важливим завданням.

Аналіз останніх досліджень. При створенні конструкції обладнання для операції дозування необхідно мати насичену базу

assessing force characteristics – loaded or rolling radius. This paper shows that the application of the loaded radius contradicts the energy conservation law. This is a proof of incorrectness of use of loaded radius.

Elastic wheel, loaded radius, rolling radius.

УДК 664.641.1

ПЕРСПЕКТИВИ ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЯКІСНОГО ДОЗУВАННЯ СИРОВИНИ В ХЛІБОПЕКАРСЬКІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

І.Я. Стадник, доктор технічних наук

М.П. Коневич, аспірант

Тернопільський національний технічний університет

імені Івана Пулюя

В.П. Василів, кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і

природокористування України

В статті приведено основні класифікації сучасного дозувального обладнання для хлібопекарської промисловості. Запропоновано технічні рішення та комплекс напрямків для створення високоефективного, компактного і енергозберігаючого дозуючого обладнання.

Дозування, групи технічних рішень, показники дозування, класифікація дозаторів, комплекс напрямків проектування і модернізації дозаторів.

Постановка проблеми. Виготовлення будь-якої харчової продукції не можливо виконати без основної частини технологічного процесу - дозування. На сьогодні відомі різноманітні конструкції дозаторів як періодичної так і безперервної дії. Найбільш поширеними на підприємствах України набули дозатори періодичної дії. Основна перевага - висока універсальність, легкість налагодження, обслуговування і ремонту. Завдяки цьому дозатори встановлюють в потокові лінії по виробництву хлібобулочних та кондитерських виробів. Тому вдосконалення існуючих і розробка нових механізмів для дозування сипучих і рідких компонентів є актуальним і важливим завданням.

Аналіз останніх досліджень. При створенні конструкції обладнання для операції дозування необхідно мати насичену базу

даних про можливості виконання того чи іншого вузла. Це дає можливість проаналізувати складність виконання технічних рішень, можливість обслуговування та проведення ремонту. В порядку виконання технологічного процесу вказані технічні рішення можуть бути подані за такими групами:

- Завантаження і регулювання подачі сипучих і рідких компонентів до дозуючого обладнання;
- Вибір структури та параметрів обладнання;
- Вибір якісно-конструктивного методу дозування;
- Організація способу якісного дозування.

Вивчення властивостей і конструктивних характеристик дозуючого обладнання у різний час займалися ряд винахідників. Особливу увагу приділялося роботі дозаторів по дослідженню можливості інтенсифікації процесу дозування рідких та сипучих компонентів, оцінки та вибору їх раціональних параметрів вузлів і режимів роботи. Встановлено, що дозуюча техніка є складною системою, оскільки їй притаманні: структурна складність, складність функціонування, складність вибору поведінки у багатальтернативних ситуаціях та складність розвитку [1].

Одночасний та взаємопов'язаний перебіг процесу дозування компонентів є серйозним фактором, що ускладнює кількісну оцінку виробництва. Так, процес якісного приготування тіста являється процесом точного дозування компонентів та їх рівномірного змішування. Від процесу дозування заданої кількості сировини або напівфабрикатів залежить тривалість процесу та якість готової продукції, величина споживання енергії. Таким чином, точне дозування компонентів є необхідною умовою отримання не тільки якісної суміші, але і стабільного додержання технологічного процесу при виробництві харчових виробів. Якість суміші - це підтримання установленої точності дозування при раціональному механічному впливі на структуру сировини, що забезпечує виконання рецептури і є одним із джерел економії сировини. Тому усі технологічні і конструктивні показники дозування компонентів умовно можна розділити:

1. показники, що періодично перевіряються лабораторією заводу і мають чітке значення;
2. показники, що періодично перевіряються безпосередньо на дозуючій дільниці і мають чітке значення;
3. показники, що є розрахунковими і залежать від фізико-хімічних властивостей сировини, способу дозування, виду дозаторів;
4. показники, що визначають класифікацію дозаторів, їх призначення, принцип дії та спосіб дозування;

5. показники, що визначають регулювання дози сировини: зміна маси або об'єму; площі вихідного отвору; швидкості виходу сировини і тривалістю дозування;

6. показники, що визначають вимоги технологічного процесу: порційного чи безперервного дозування; одно- або багатокомпонентні;

7. показники, що визначають конструктивні елементи дозатора: живильник, накопичувач маси, вимірвальний пристрій, пристрій реєстрації та регулювання, виконавчий механізм.

На основі технологічності і конструктивності існуючих показників дозуючої техніки по дозуванню сировини, запропонована структурна схема. В основу класифікації дозаторів, покладемо їх призначення, принцип дії та спосіб дозування (рис. 1), які ґрунтовно описані О.Т. Лісовенком [2].

В даній структурній схемі необхідно відмітити, що багатокомпонентне дозування у залежності від умов виробництва може здійснюватись послідовним чи паралельним дозуванням кожного компонента в окремому дозаторі (дозувальні станції), комбінованим дозуванням. У багатокомпонентних дозаторах при дозуванні можна підтримувати співвідношення інгредієнтів автоматично або проводити корекцію за допомогою програми. Дозатори дискретної дії мають звичайну конструкцію бункерного типу, а безперервної дії – бункерного і стрічкового типу.

Результати досліджень. Виходячи з промислового досвіду харчових та переробних підприємств і аналізу літературних джерел щодо роботи дозуючого обладнання, необхідно виділити таке:

- Дозуюче обладнання, що найчастіше застосовується у харчовій промисловості, використовується без урахування специфіки підприємств галузі. Тому іноді вони не забезпечують необхідного параметра роботи, мають велику метало- і енергоємність.

- Існуючі способи дозування потребують досить великих динамічних навантажень, а це зменшує надійність обладнання.

- Для надійності роботи дозуючого обладнання необхідно встановлювати допоміжні пристрої – бункера або напірні ємкості.

- В існуючих видах дозуючого обладнання, у яких була реалізована ідея сумісності кількох операцій, що дає можливість краще використовувати промислові площі, ускладнює його обслуговування, надійність і якість.

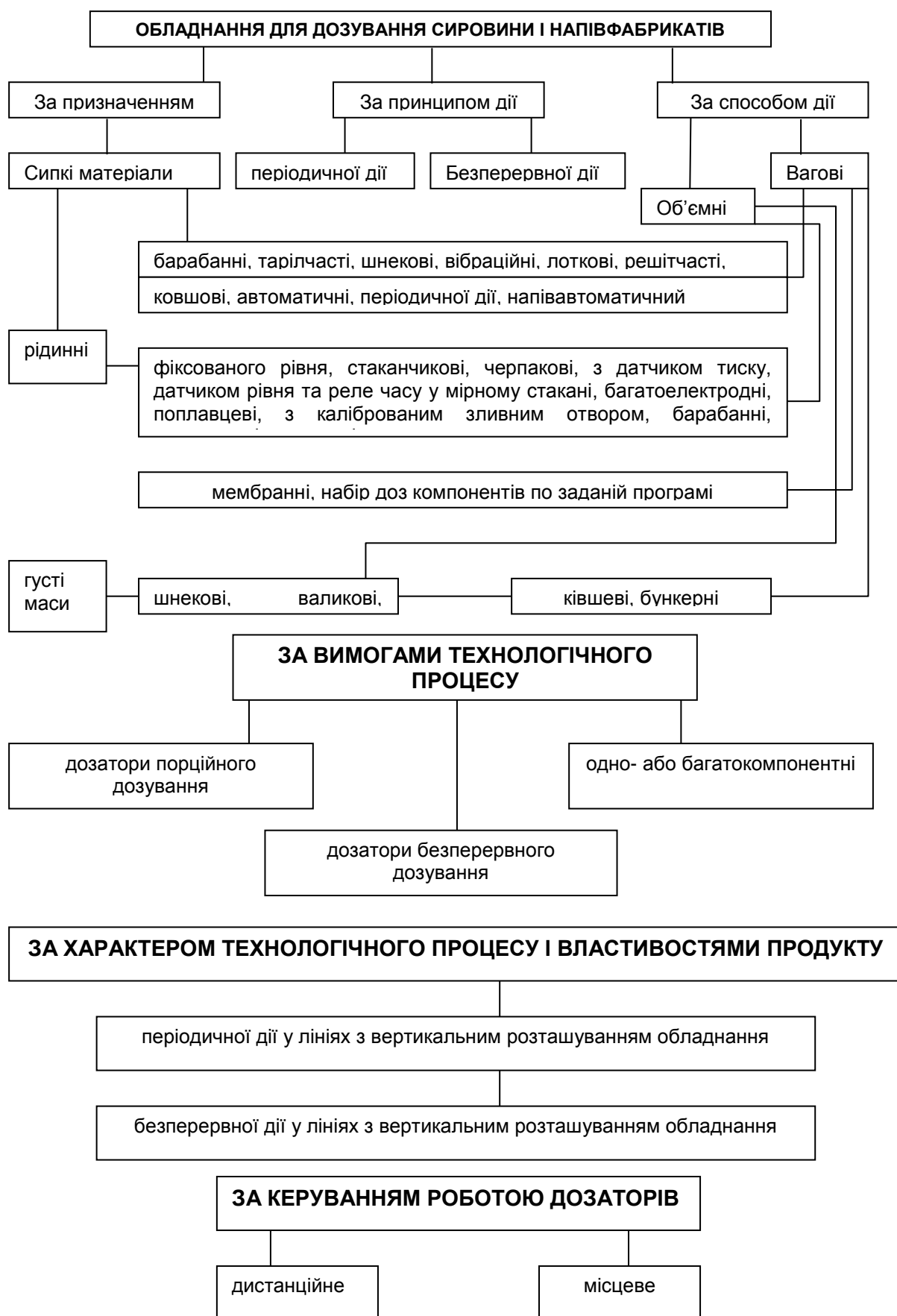


Рис. 1. Схема класифікації дозаторів, що використовуються в хлібопекарській галузі.

Сьогодні об'ємні і вагові дозатори являють собою комплекс із датчиків контролю, пристроїв для подавання матеріалу та системи автоматичного керування дозою або витратою маси. Основними складовими елементами дозаторів: живильник, накопичувач маси, вимірвальний пристрій (датчик), пристрої реєстрації та регулювання, виконавчий механізм. Передбачено, що регулювання величини дози можна здійснювати зміною її маси, площі вихідного отвору, швидкістю виходу продукту, тривалістю дозування.

Враховуючи суттєву невизначеність поведінки технологічних процесів при дозуванні компонентів необхідно передбачити комплекс напрямків та перспективних схем при їх проектуванні або модернізації:

- надійну систему автоматизації;
- використання демпферних місткостей змивального тракту;
- простоту виготовлення та обслуговування;
- взаємозамінність основних вузлів, робочих органів.

Узагальнений методологічний підхід до науково - обгрунтованого напрямку створення дозуючої техніки у відповідності до сучасних вимог в додержанні раціональності процесу, є забезпечення:

- вибору раціональної схеми дозування;
- визначення умов по забезпеченню точності і стабільності рецептурного складу;
- розробці і раціональному виборі способів і технологічних схем дозування і методів їх машинно-апаратного оформлення при автоматизації;
- визначення умов найбільшої ефективності механічного впливу робочого органа на дозуючий матеріал;
- встановлення факторів, які визначають раціональність і шляхи ефективності механізації і автоматизації процесу дозування;
- розробці методики розрахунку основних технологічних параметрів дозаторів об'ємної та вагової дії;
- розробці оперативного керування простими і надійними методами регулювання і контролювання за режимами дозування матеріалу;
- визначення умов одержання однорідності рецептурної суміші на початкових стадіях дозування;
- визначення сприятливих додаткових факторів: вібрації, площі контакту матеріалу на точність і тривалість дозування;

Висновок. Узагальнені основні комплексні напрямки спрямовані на створення високоефективного, компактного і енергозберігаючого дозуючого обладнання, яке повинно

відрізнятися простотою виконання і високою надійністю та технологічністю в експлуатації.

Список літератури

1. Кретов И.Т. Технологическое оборудование предприятий пищеконцентратной промышленности / И.Т. Кретов, В.М. Кравченко, А.Н. Остриков – Воронеж: И-во ВГУ, 1996. – 448 с.
2. Лісовенко О.Т. Технологічне обладнання хлібопекарських і макаронних виробництв / О.Т. Лісовенко, О.А. Руденко-Грицюк, І.М. Литовченко та ін. – К.: Наукова думка, 2000. – 283 с.

В статье приведены основные классификации современного дозирующего оборудования для хлебопекарной промышленности. Предложены технические решения и комплекс направлений для создания высокоэффективного, компактного и энерго-сберегающего дозирующего оборудования.

Дозировка, группы технических решений, показатели дозирования, классификация дозаторов, комплекс направлений проектирования и модернизации дозаторов.

In paper the basic classification of current dosing equipment for the baking industry. A range of technical solutions and directions for creating high-performance, compact and energy-efficient dispensing equipment.

Dosage of technical solutions, performance dosing, dosing classification, complex areas of design and modernization of metering.

УДК 629.047:528.93(1-22)

СУЧАСНИЙ СТАН БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ У СІЛЬСЬКИХ НАСЕЛЕНИХ ПУНКТАХ

І.О. Колосок, кандидат педагогічних наук

В статті розглядаються фактори, що впливають на виникнення дорожньо-транспортних пригод у сільських населених пунктах.

Аварійність, дорожньо-транспортна пригода, дорожній одяг, дорожні знаки, транспортний потік.

Постановка проблеми. Кількісне зростання автомобільного парку у нашій країні і як наслідок збільшення учасників дорожнього

© І.О. Колосок, 2013

відрізнятися простотою виконання і високою надійністю та технологічністю в експлуатації.

Список літератури

1. Кретов И.Т. Технологическое оборудование предприятий пищеконцентратной промышленности / И.Т. Кретов, В.М. Кравченко, А.Н. Остриков – Воронеж: И-во ВГУ, 1996. – 448 с.
2. Лісовенко О.Т. Технологічне обладнання хлібопекарських і макаронних виробництв / О.Т. Лісовенко, О.А. Руденко-Грицюк, І.М. Литовченко та ін. – К.: Наукова думка, 2000. – 283 с.

В статье приведены основные классификации современного дозирующего оборудования для хлебопекарной промышленности. Предложены технические решения и комплекс направлений для создания высокоэффективного, компактного и энерго-сберегающего дозирующего оборудования.

Дозировка, группы технических решений, показатели дозирования, классификация дозаторов, комплекс направлений проектирования и модернизации дозаторов.

In paper the basic classification of current dosing equipment for the baking industry. A range of technical solutions and directions for creating high-performance, compact and energy-efficient dispensing equipment.

Dosage of technical solutions, performance dosing, dosing classification, complex areas of design and modernization of metering.

УДК 629.047:528.93(1-22)

СУЧАСНИЙ СТАН БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ У СІЛЬСЬКИХ НАСЕЛЕНИХ ПУНКТАХ

І.О. Колосок, кандидат педагогічних наук

В статті розглядаються фактори, що впливають на виникнення дорожньо-транспортних пригод у сільських населених пунктах.

Аварійність, дорожньо-транспортна пригода, дорожній одяг, дорожні знаки, транспортний потік.

Постановка проблеми. Кількісне зростання автомобільного парку у нашій країні і як наслідок збільшення учасників дорожнього

© І.О. Колосок, 2013

руху призводить до зростання кількості дорожньо-транспортних подій. Як зазначається у Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2015 року в Україні за останні п'ять років зареєстровано 293 тис. дорожньо-транспортних пригод, у яких загинуло майже 35 тис. і травмовано понад 286 тис. осіб. Переважно більшість дорожньо-транспортних пригод скоєно з вини водіїв транспортних засобів (77 відсотків загальної кількості). Рівень смертності внаслідок дорожньо-транспортних пригод в Україні (102 особи на 1 млн. жителів) значно перевищує показники таких держав, як Швейцарія (49 осіб), Німеччина (62 особи). Основними причинами такого стану є недостатній рівень забезпечення безпеки дорожнього руху; неналежне забезпечення технічного обслуговування транспортних засобів; низький рівень дисципліни учасників дорожнього руху; невідповідність стану вулично-дорожньої мережі рівню інтенсивності транспортного руху; недостатність впровадження новітніх технологій і технічних засобів організації дорожнього руху [2].

Аналіз останніх досліджень. Проблемі безпеки дорожнього руху присвячені праці багатьох вітчизняних та іноземних науковців: Бабкова В.Ф., Бадаляна А.М., Гаврилова О.А., Дзюби О.П., Дивочкина О.А., Дрю Д., Дереха З.Д., Єрєсова В.І., Клінковштейна Г.І., Ланового О.Т., Лобанова Є.М., Лук'янова В.В., Поліщука В.П., Сіліянова В.В., Фішельсона М.С., Халберта С., Четверухіна Б.М., Шештокаса В.В., Юдена К.

Мета досліджень. Виявлення та аналіз факторів, що впливають на виникнення дорожньо-транспортних пригод у сільських населених пунктах.

Результати досліджень. Однією з причин аварійності є недостатнє дослідження обставин, за яких виникають ДТП та їх своєчасне усунення. Для проведення аналізу з метою виявлення тих, що суттєво впливають на скоєння ДТП, необхідний великий об'єм інформації. Завдання, що стоїть, вимагає великого числа спостережень для вироблення ґрунтовних висновків.

Для проведення досліджень ми залучили до збору необхідної інформації, зокрема щодо стану аварійності студентів, які готували до захисту бакалаврські і магістерські роботи. В процесі аналізу нами були опрацьовані результати досліджень студентів у селах Київської (Яготинський, Бориспільський, Києво-святошинський, Фастівський, Згурівський райони), Хмельницької (Новоушицький, Старокостянтинівський райони), Вінницької (Іллінецький, Шаргородський райони), Житомирської (Лугинський район), Чернігівської (Прилуцький район) областей.

За результатами аналізу аварійності встановлено, що

максимальна кількість дорожньо-транспортних пригод в кожному селі протягом року коливається в межах від однієї до трьох.

Проте існують періоди, коли протягом року жодного ДТП не було. Основними видами ДТП є – зіткнення, наїзд на пішохода, наїзд на перешкоду, наїзд на транспортний засіб, що стоїть, наїзд на велосипедиста.

У відповідності з метою дослідження нами були проаналізовані ділянки головних і житлових вулиць сільських населених пунктів на предмет визначення відповідності характеристик параметрів елементів поперечних профілів державним будівельним нормам.

На підставі аналізу ми дійшли висновку, що ширина смуг та їх кількість, як правило, відповідають нормативним значенням, проте тротуари відсутні, наявні тільки з одного боку вулиці або пересуватися ними неможливо, що суттєво впливає на безпеку пішоходів та транспортних засобів (рис. 1).

Дорожній одяг проїзної частини у більшості населених пунктів повільно руйнується (рис. 1, 2).

У відповідності з законом України «Про дорожній рух» Правила дорожнього руху встановлюють єдиний порядок руху на території України з метою забезпечення безпеки для усіх його учасників.

Дорожні знаки є найбільш поширеним та одним з основних засобів організації та управління дорожнім рухом і призначені для інформування його учасників про умови, режими і напрямки руху тощо [1].

Водії, які не знайомі з дорогою, за допомогою знаків одержують необхідну інформацію про дорожню обстановку. Тому необґрунтованість встановлення дорожніх знаків або їх відсутність призводить до аварійних ситуацій.

Дорожні знаки у поєднанні з розміткою проїзної частини зосереджують увагу водія на дорожній обстановці та примушують виконувати правильні дії щодо вибору режиму руху транспортного засобу.

Бути уважним – значить бути діяльним по відношенню до певного кола об'єктів.

Відсутність уваги з боку водія є причиною значної кількості ДТП.

На підставі аналізу ми дійшли висновку, що на більшості ділянок вулиць і доріг сільських населених пунктів відсутні, пошкоджені або встановлені вибірково дорожні знаки.

Дорожня розмітка або відсутня або не поновлювалась протягом значного періоду часу внаслідок чого її практично не видно (рис. 3, рис. 4).



Рис. 1. Ділянка дороги по вул. Івана Франка у с. Малківка (відсутні тротуари, зруйнований дорожній одяг).



Рис. 2. Ділянка дороги по вулиці Сквирській у с. Березянка Ружинського району Житомирської області (зруйнований дорожній одяг).



Рис. 3. Перехрестя у с. Вишнів Волинської області (відсутні знаки пріоритету та розмітка).

Зокрема у більшості сіл на дорогах відсутні: попереджувальні знаки – “Небезпечний поворот праворуч”, “Небезпечний поворот ліворуч”, “Напрямок повороту”, “Нерівна дорога”, “Діти”, “Пішохідний перехід”, знаки пріоритету – “Дати дорогу”, “Головна дорога”, заборонні – “Обмеження максимальної швидкості”, інформаційно-вказівні – “Пішохідний перехід”, “Пункт зупинки автобуса” та ін. Відсутні лінії дорожньої розмітки, наприклад, такі, що визначають порядок розташування на проїзній частині транспортних засобів, позначають межі нерегульованого пішохідного переходу, визначають місця, де необхідно зупинити транспортний засіб для надання переваги у русі тощо.

У складі транспортного потоку переважають велосипеди, мотоцикли без коляски та мопеди, легкові автомобілі, вантажні вантажністю в межах від 1 до 8 т, автопоїзди вантажністю до 12 т, колісні трактори з причепами вантажністю до 10 т, автобуси. В залежності від господарської діяльності у межах населеного пункту на дорогах і вулицях у складі транспортного потоку можуть з’являтися самохідні машини і механізми, які здійснюють переїзд з поля на поле. Під дією вантажних автомобілів, автопоїздів, тракторів, самохідних машин забруднюється проїзна частина, руйнується дорожній одяг.



Рис. 4. Ділянка головної вулиці с. Китайгород Вінницької області (відсутні попереджувальні знаки 1.1 “Небезпечний поворот праворуч” та 1.4.1 “Рух праворуч”, дорожню розмітку майже не видно).

Максимальні значення інтенсивності руху знаходяться в межах 11-44 авт./год. Враховуючи особливості сільськогосподарського виробництва та наведений склад потоку, відбуваються сезонні коливання інтенсивності та швидкості руху, невисока інтенсивність руху транспортного потоку “провокує” водіїв мотоциклів, легкових та вантажних автомобілів до збільшення на окремих ділянках дозволеної швидкості руху.

В результаті проведених досліджень встановлено, що на сучасний стан безпеки дорожнього руху у сільських населених пунктах впливає низка факторів, серед яких можна виділити наступні: невідповідність характеристик параметрів елементів поперечного профілю доріг нормативним вимогам, незадовільний стан дорожнього одягу, часткова або повна відсутність технічних засобів регулювання дорожнього руху, відсутність штучного освітлення проїзної частини або його застарілість та неефективність, особливості складу транспортного потоку, слабкий контроль з боку відповідних органів за дотриманням водіями вимог ПДР, внаслідок чого на дорогах з’являються несправні транспортні засоби, або транспортними засобами керують особи, які не мають посвідчення водія, або ж знаходяться у стані алкогольного сп’яніння.

Висновок. Процес формування безпеки дорожнього руху є різнобічним і багатофакторним. Здійснений нами аналіз базується на обмеженому обсязі інформації і вказує на необхідність

проведення подальших досліджень для більш об'ємного і об'єктивного розкриття факторів, що впливають на виникнення ДТП у сільських населених пунктах. Матеріали та висновки дослідження будуть використані у навчальному процесі.

Список літератури

1. *Поліщук В.П., Кунда Н.Т.* Інформаційне забезпечення учасників дорожнього руху: Навч. посібник. – К.: ІЗМН, 1998. – 132 с.
2. <http://zakon4.rada.gov.ua>

В статье рассматриваются факторы, которые влияют на возникновение дорожно-транспортных происшествий в сельских населенных пунктах.

Аварийность, дорожно-транспортное происшествие, дорожная одежда, дорожные знаки, транспортный поток.

The factors which are the reason of car accidents in country are discussed in paper.

Accident rate, auto accident, pavement, traffic signs, traffic stream.

УДК 664.3.032.1:665.3.003.7

ТЕХНОЛОГІЇ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА З РОСЛИННИХ ОЛІЙ І ТВАРИННИХ ЖИРІВ

М.М. Муштрук, аспірант

Ю.Г. Сухенко, доктор технічних наук

В.Ю. Сухенко, кандидат технічних наук

У роботі наведений огляд технологій і устаткування для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів. Обґрунтовано застосування того чи іншого технологічного процесу в залежності від обсягів виробництва.

Дизельне біопаливо, рослинна олія, тваринний жир, дизельний двигун, метиловий ефір, процес переестерифікації, метоксид.

Постановка проблеми. Останнім часом все більшого застосування в якості палив для двигунів знаходять палива,

© М.М. Муштрук, Ю.Г. Сухенко, В.Ю. Сухенко, 2013

проведення подальших досліджень для більш об'ємного і об'єктивного розкриття факторів, що впливають на виникнення ДТП у сільських населених пунктах. Матеріали та висновки дослідження будуть використані у навчальному процесі.

Список літератури

1. *Поліщук В.П., Кунда Н.Т.* Інформаційне забезпечення учасників дорожнього руху: Навч. посібник. – К.: ІЗМН, 1998. – 132 с.
2. <http://zakon4.rada.gov.ua>

В статье рассматриваются факторы, которые влияют на возникновение дорожно-транспортных происшествий в сельских населенных пунктах.

Аварийность, дорожно-транспортное происшествие, дорожная одежда, дорожные знаки, транспортный поток.

The factors which are the reason of car accidents in country are discussed in paper.

Accident rate, auto accident, pavement, traffic signs, traffic stream.

УДК 664.3.032.1:665.3.003.7

ТЕХНОЛОГІЇ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА З РОСЛИННИХ ОЛІЙ І ТВАРИННИХ ЖИРІВ

М.М. Муштрук, аспірант

Ю.Г. Сухенко, доктор технічних наук

В.Ю. Сухенко, кандидат технічних наук

У роботі наведений огляд технологій і устаткування для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів. Обґрунтовано застосування того чи іншого технологічного процесу в залежності від обсягів виробництва.

Дизельне біопаливо, рослинна олія, тваринний жир, дизельний двигун, метиловий ефір, процес переестерифікації, метоксид.

Постановка проблеми. Останнім часом все більшого застосування в якості палив для двигунів знаходять палива,

© М.М. Муштрук, Ю.Г. Сухенко, В.Ю. Сухенко, 2013

вироблені з рослинних олій і жирів тваринного походження [1]. Це пояснюється простотою і екологічністю процесу їх синтезу з сировини рослинного і тваринного походження, порівняно невисокою вартістю і прийнятними експлуатаційними характеристиками.

Дослідження щодо застосування рослинних і тваринних жирів і палив на їх основі проводяться найбільшими двигунобудівними фірмами: Allis Chalmers, Caterpillar, Cummins, General Motors, John Deere, Harvester (США), Perkins, Ricardo (Англія), Mercedes-Benz, Daimler-Benz, Deutz, Volkswagen, MAN, Hatz Diesel, Henkel-hauzen, Porsche (Німеччина), Volvo (Швеція), Isuzu, Toyota, Komatsu (Японія) [1].

Проводяться дослідження з адаптації дизельних двигунів до роботи на ефірах жирних кислот рослинного і тваринного походження і в країнах СНД: МВТУ ім.Н.Е.Баумана і МГАУ ім. В.П.Горячкіна, Російському університеті дружби народів (РУДН), НПП «Агродизель», в Харківському національному політехнічному інституті, в Національному університеті біоресурсів і природокористування України, ТОВ «Елерон» та ін.

Метиллові ефіри жирних кислот (МЕ) широко застосовуються в якості палива для дизелів майже у всіх країнах Західної Європи. У Німеччині таке паливо виробляється на 12 – ти централізованих заводах і на 80 – ти регіональних нецентралізованими. Виробництвом цього виду палива також займається велика кількість дрібних німецьких фірм і воно відпускається більш ніж на 1500 заправних станціях. Вартість 1 л такого біопалива станом на серпень 2012р., в середньому становила 1,2 євро. Відпускається на АЗС Німеччини також біопаливо, що є сумішшю мінерального дизельного палива і МЕ. На міжнародній конференції, що відбулася ще у 2005 році в Магдебурзі представник концерну Daimler Chrysler повідомив, що всі автомобілі, які випускаються концерном, підготовлені до роботи на паливах, що містять 10% дизельного біопалива [1].

Аналіз останніх досліджень. Дизельне біопаливо - це алкільні ефіри жирних кислот, одержані звичайною переестерифікацією природних олій і жирів нижчими спиртами (метанолом, етанолом та ін.) в присутності каталізаторів. Гліцериди жирних кислот при нагріванні з метиловим або етиловим спиртами (навіть при кип'ятінні) майже не змінюються. Але якщо до жиру, нагрітому приблизно до 60° С, додати при доброму перемішуванні додати метиловий спирт, в якому розчинений гідроксид калію (KOH), то через декілька хвилин з утвореного розчину виділяється гліцерин у вигляді окремої фази. Такий обмін спиртів в складних ефірах називають алкоголізом або, за назвою вживаного спирту, метанолізом, етанолізом і т.д. Загалом алкоголіз аналогічний

гідролізу жирів. Різниця полягає в тому, що замість води реагентом є спирт.

Глибина алкоголізу гліцеридів залежить від складу реагуючих ефірів і спирту. Найбільша глибина алкоголізу тригліцеридів при застосуванні метилового спирту (близько 98%). Зі збільшенням молекулярної маси спирту глибина алкоголізу зменшується, визначаючись рівнянням рівноваги. Глибина алкоголізу, наприклад, соняшникової олії при застосуванні етилового спирту приблизно 35,3%, а при використанні амілового спирту вона не перевищує 11,5% [3]. Рівновага алкоголізу може бути порушена зміною співвідношення між кількостями тригліцеридів і спирту, або при виведенні із зони реакції одного з продуктів, що утворились, наприклад, гліцерину. Таким чином, реакцію переестерифікації (метанолізу) можна подати так (рис. 1).

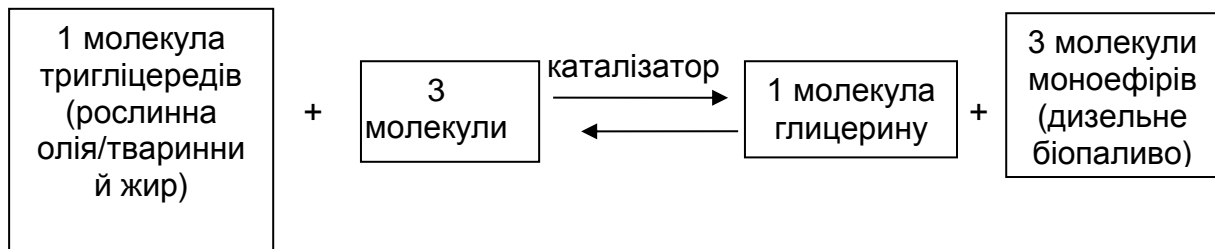


Рис. 1. Реакції переестерифікації ріпакової олії.

Для переестерифікації природних тригліцеридів жирних кислот за допомогою нижчих спиртів використовуються різні технологічні процеси, які детально описані в спеціальній літературі [4].

Переестерифікація при атмосферному тиску здійснюється з 0,5 ÷ 1,0 молярним надлишком спирту в присутності лужного каталізатора за температури від +25° С...до +100° С. Процес переестерифікації з лужними каталізаторами при атмосферному тиску проходить без всяких проблем, якщо вихідна сировина вільна від води і містять менше 0,5% (за масою) вільних жирних кислот, що відповідає кислотному числу рівному одиниці. Жири та олії, що мають відносно високий вміст вільних жирних кислот, можуть бути переестерифіковані під високим тиском з 7 – 8 молярним надлишком метанолу в присутності лужного або металевого каталізатора з утворенням метилових ефірів жирних кислот. Цей процес проводиться за температури 240° С і тиску близько 10,0 МПа [5]. Переестерифікація при атмосферному тиску, у порівнянні з переестерифікацією під високим тиском, вимагає значно менших витрат метанолу та енергії (завдяки більш низьким температурам проходження реакції), а також не потребує дорогих реакторів, що працюють під тиском.

Результати досліджень. У технічній літературі описаний ряд процесів переестерифікації та установок для їх проведення. Sheehan J. та ін [5] описують процес переестерифікації та установку для виробництва палива з соєвої олії, що застосована в США. На переестерифікацію подається рафінована олія, очищена від фосфоліпідів і вільних жирних кислот. В реакції застосовують подвійний надлишок метанолу від стехіометричної кількості, а в якості каталізатора - метоксид натрію, в кількості 10% від маси олії. Установка включає в себе двох стадійний реактор, дозволяючий на кожній із стадій отримати вихід ефірів приблизно 89%. В реакторах підтримують температуру від +50° С до +120° С. З 10455 кг тригліцеридів, що подаються в реактори, виходить 10397 кг метилових ефірів. Після відділення гліцеринової фази метилові ефіри промиваються водою для видалення залишків гліцерину, метанолу та інших водорозчинних сполук в кілька етапів. Після відстоювання воду видаляють. А біодизель осушують і фільтрують.

Sheehan J. та ін [5] описують також ряд установок для виробництва дизельного біопалива, які експлуатуються в Європі з 1994 року. Наприклад, технологія фірми Ballestra Sp.A. включає три етапи, на кожному з яких використовується стехіометричний надлишок метанолу до олії у співвідношенні 2:1. Реактори працюють під вакуумом за температури нижче +50° С. В якості побічного продукту виходить сирий гліцерин. Технологія призначена для отримання метилових ефірів з сировини рослинного і тваринного походження.

Institut Fracois de Petrol (IFP) пропонує процес перетворення ріпакової олії на біодизель та сирий гліцерин з використанням м'яких реакційних умов: температура +50° С, атмосферний тиск, каталізатор метоксид натрію [5].

Фірма Fina і De Smet пропонує технологічні процеси виробництва дизельного біопалива за високих температур і тисків [5]. Stern R. і ряд інших дослідників з IFP розробили процес виробництва суміші ефірів жирних кислот за допомогою переестерифікації олій та жирів, які можуть містити значну кількість вільних жирних кислот. При цьому використовується кислотний каталізатор, підвищений тиск, температура +130° С, а процес проходить в три етапи, причому на третьому етапі переестерифікації використовується лужний каталізатор.

Basu H. і Norris M. [6] запропонували процес виробництва ефірів, який значно кращий від тогочасних промислових процесів. Вони розробили простий одно стадійний процес виробництва дизельного біопалива з різних олій і тваринних жирів, навіть тих, що містять високі концентрації вільних жирних кислот, дигліцеридів,

моногліцеридів і домішок фосфоліпідів і поліпептидів, і підкисленого мила. Процес переестерифікації тригліцеридів, дигліцеридів і моногліцеридів і одночасну естерифікацію вільних жирних кислот, що містяться в олії або жирі ведуть за допомогою спирту з вуглецевим ланцюгом C1 – C5 (переважно безводний метанол або безводний етанол) в присутності каталізатора, що представляє собою суміш ацетату кальцію і ацетату барію (3:1 за масою), нагріваючи реакційну суміш в автоклаві при температурі 200-250° С протягом трьох годин, а потім швидко охолоджують до 63° С. В процесі використовується 3-4 молярний надлишок метанолу або етанолу, а концентрація каталізатора становить 0,5-1% від маси жировмістної сировини.

Ginosaur D. і Fox R. запропонували однофазний процес виробництва дизельного біопалива в критичному рідкому середовищі, який включає переестерифікацію тригліцеридів і естерифікацію вільних жирних кислот за допомогою спирту з ланцюгом C1-C4.

Вуглеводневі каталізатори також можуть бути використані для переробки відходів оліє жирової промисловості в дизельне біопаливо. Min-Hua Zong з Південно-Китайського Університету Технологій [8] пропонує використовувати вуглеводневий каталізатор для отримання дизельного біопалива з відпрацьованих рослинних олій і технічних тваринних жирів.

З проведеного огляду очевидно, що основні технології в розвинених країнах засновані на метанолізі тригліцеридів рослинних олій і тваринних жирів з використанням різних каталізаторів. У разі застосування кислотних каталізаторів тривалість реакції коливається в межах 1 ÷ 45 годин, а в разі основного каталізатора - 1 ÷ 8 год. (залежно від температури і тиску, причому в початковий період реакція проходить повільно внаслідок двохфазної природи системи). Залишаються не вирішеними питання видалення каталізаторів і продуктів омилення після реакції, що має дуже важливе значення для забезпечення якості одержуваного продукту.

Японськими вченими Dadan Kusdiana і Shiro Saka розроблена технологія отримання біопалива без каталізаторів [9], завдяки застосуванню процесу переестерифікації ріпакової олії метанолом в надкритичних умовах. В якості еталонних сполук (складних ефірів) були отримані ефіри стеаринової, олеїнової, лінолевої і ліноленої кислот ріпакової олії. За цією технологією використовують велику кількість алкоголю, в пропорції 42:1 до рослинної олії. В суперкритичних умовах (температура 350 ÷ 400° С, тиск 90 МПа) реакція відбувається за 3 ... 5 хв. [4]. Після реакції необхідне швидке

охолодження продуктів, отриманих в результаті її проведення, щоб уникнути їх розпаду.

В університеті штату Айова (США) розроблено новий, менш трудомісткий, спосіб отримання дизельного біопалива з використанням високотехнологічного каталізатора [10]. Професор університету Віктор Лін і група вчених запропонували використовувати при отриманні дизельного біопалива найдрібніші частинки - наносфери, діаметр яких складає всього 250 мільярдних часток метра. Наносфери мають пористу структуру, у вигляді пористих каналів. Канали можуть бути заповнені каталізатором, необхідним для виробництва дизельного біопалива. Наносфери також можуть мати хімічні затвори, що перешкоджають проникненню олій і жирів у канали, де відбувається хімічна реакція. В результаті процес отримання дизельного біопалива прискорюється, а каталізатор може бути використаний повторно. Крім цього, з виробничого процесу виключається етап промивання палива. Технологія вже пройшла успішні випробування в лабораторії і тепер вчені планують протестувати ефективність її роботи в потоковому режимі [10].

Розглянуті процеси і обладнання для виробництва дизельного біопалива можна класифікувати за ознаками режимів роботи. Це обладнання працює в циклічному режимі і обладнання, що працює в безперервному режимі. Ці ознаки дають і назву технологічним процесам виробництва дизельного біопалива: циклічна технологія (ЦТ) і безперервна технологія (БТ). У свою чергу кожна з цих технологій можна поділити на підвиди. Так, циклічні (періодичні) технології можна поділити на технології з використанням каталізаторів, надкритичні технології та безкаталізаторні технології. Безперервні технології можна поділити на: багатореакторні технології, промислові процеси II-Ester fir H і критичні технології.

Найбільшого поширення набула циклічна (періодична) технологія з використанням каталізаторів і безперервна багато реакторна. Перша, в основному, використовується при відносно невеликих обсягах виробництва. Для великих обсягів виробництва доцільно застосовувати безперервну технологію[4]. В Європі циклічна технологія виробництва метилових ефірів з ріпакової олії розроблена компанією RMEnergy, яка отримала на неї в 2001 році патент за № 10135297A1. У вересні 2004 року на основі договору між компаніями RMEnergy і IBG Montors Oekotec GmbH & CO ліцензія на виробництво RME установок була передана останній.

У США обладнання для виробництва дизельного біопалива випускають в основному великі компанії, що входять в Національну

асоціацію виробників і споживачів дизельного біопалива і устаткування для його виробництва (National Biodiesel Board). Асоціація сприяє просуванню дизельного біопалива на ринок палив, пропагуючи його виробництво і використання. Виробництво дизельного біопалива здійснюється за традиційною технологією, тому, що існує жорстка регламентація технологічного процесу та фізико-механічних властивостей продукту.

В Україні, Росії і Білорусії торговельним представником фірми IBG Montors Oekotec GmbH & CO є фірма «Anatoli Juschin GDH», яка займається збутом та імпортом обладнання для виробництва дизельного біопалива. Крім представництв європейських компаній в Україні виробництвом і продажем устаткування для виробництва дизельного біопалива займаються новостворені компанії: «Біодизель-Запоріжжя», «Біодизель-Дніпро», «Елерон», «Укргазбіодизель», «Біодизель-Крим», «ЕвроТехБіодизель», група компаній «Текмаш», ТОВ «Завод Укрбудмаш», ТОВ НВП «Тренд», ТОВ «Спеціальні технології» [10] та ін.

Висновки

1. В світі в основному застосовують традиційні підходи до одержання дизельного біопалива способом переестерифікації спиртами рослинних олій і тваринних жирів.

2. Великі компанії та дослідницькі центри постійно вдосконалюють існуючі і розробляють нові технології виробництва біопалива з біомаси. Одним з перспективних напрямів розробки нових методів отримання біологічного палива визнається застосування різних фізико-хімічних ефектів для прискорення реакцій, а також виробництво метилових ефірів, застосування нових видів сировини, зокрема, технічних тваринних жирів, відпрацьованих олій і жирів з жиру вловлювачів м'ясокомбінатів.

3. Ринок збуту дизельних біопалив, технологій та обладнання для його виробництва активно розвивається, завдяки суттєвим екологічним перевагам цього виду палива у порівнянні з традиційним.

Список літератури

1. *Девянин С.Н.* Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст]: учеб.- метод. пособие для студентов технарем / *С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семёнов*; Харьков, Новое слово, 2007. – 452 с.
2. *Стопский В.С.* Химия жиров и продуктов переработки жирового сырья [Текст] / *В.С.Стопский, В.В. Ключкин, Н.В. Андреев*; Москва, «Колос», 1992. – 286 с.
3. *Тютюнников Б.Н.* Химия жиров [Текст] / *Б.Н. Тютюнников, З.И. Бухштаб, Ф.Ф. Гладкий*; Москва, «Колос», 1992. – 448 с.

4. *Аблаев А.Р.* Производство и применение биодизеля. «Справочное пособие» [Текст] / *А.Р. Аблаев.* МОСКВА, АПК и ПРО, 2006. – 80 с.
5. Life cycle inventory of biodiesel and petroleum diesel for use in an urban bus. [Текст] / *J. Sheehan, V. Camobreco, J. Duffield, M. та ін.;* Final report, Report: NREL/SR-580-24089; 1998. –127 – 128 p.
6. Пат. 5.525.126 США, МКИ G 04 B 87. Process for production of esters for use as a diesel fuel substitute using a non-alkaline catalyst: Пат. 5.525.126. США, МКИ G 04 B 84 *D.S.Wise (США); Basu H.N. M.E.Norris.* – № 721205; Заявл. 09.04.95; Опубл. 22.06.96, НКИ 355/68. – 3 с.
7. Пат. 16669 США, МКИ G 34 B 57. A process for producing biodiesel, lubricants, and fuel and lubricant additives in a critical fluid medium: Пат. 16669 США, МКИ G 34 B 57. *D.S.Wise (США); Ginosaur D. and Fox R. A.* – № 823205; Заявл. 19.04.99; Опубл. 29.06.00, НКИ 185/98. – 8 с.
8. Будущее биодизельного топлива. [Электронный ресурс] / <http://oilworld.ru/index.php>
9. *Dadan Kusdiana:* biomed experts. [Электронный ресурс] / <http://www.biomedexperts.com/>
10. Сайты фирм. [Электронні ресурси] «Укр.газ-биодизель». www.ukrgasbiodiesel.com; «Элерон». www.biodiesel-eleron.narod.ru; «Биодизель-Днепрь». <http://biodiesel.dn.ua/index.html>; «Биодизель –Крым». <http://biodiesel.crimea.ua/oil-expeler.shtml>; Группа компаний «Текмаш». <http://www.tekmash.ua>; «Евротехбиодизель». www.evrotechbiodiesel.com.ua ООО «Гелиос»,. www.biodiesel.ru/?biodieselmznoe-toplivo; ООО «Завод УКРБУДМАШ» <http://biodieselmach.com/rus>; ООО «НПП «Тренд». <http://www.biodiesel.kiev.ua>

В работе приведен обзор технологий и оборудования для производства дизельного биотоплива из растительных масел и животных жиров. Обосновано применение того или иного технологического процесса в зависимости от объемов производства.

Дизельное биотопливо, растительное масло, животный жир, дизель, метиловый эфир, процесс переэстерификации, метоксид.

This paper provides an overview of technologies and equipment for the production of biodiesel from vegetable oils and animal fats. The application of a particular process, depending on the volume of production.

Biodiesel, vegetable oil, animal fat, diesel, methyl ester transesterification process, methoxide.

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВХОДЖЕННЯ НАСІНИНИ В КОМІРЧИНУ ВИСІВНОГО ЕЛЕМЕНТА, ЩО ОБЕРТАЄТЬСЯ В СУЦІЛЬНОМУ ЗЕРНОВОМУ ШАРІ

***М.С. Шведик, кандидат технічних наук
Луцький національний технічний університет***

У статті наведено аналіз процесу входження насінини в комірчину висівного елемента, який реалізується шляхом її заштовхування під дією тиску зернового шару в бункері за одним з трьох варіантів з одночасним: притискуванням насінини до основи комірчини; з обертанням і одночасним виштовхуванням за межі комірчини першої насінини та заштовхуванням на її місце сусідньої; з поворотом насінини назад-вперед.

Висівний елемент, комірчина, бункер, насінина, шар, тиск, сила, момент, заштовхування, поворот.

Постановка проблеми. Одним з резервів, що дозволяє підвищити врожайність зернових колосових культур є створення оптимальних умов для життєдіяльності рослин, що досягається шляхом їх рівномірного розміщення по площі живлення [1,2]. Розв'язати цю проблему можна шляхом впровадження точного висіву насіння. З цією метою як в Україні, так і за рубежом, активно ведуться розробки зі створення високоефективного висівного апарата. Вважається, що найбільш перспективним апаратом для точного висіву зернових колосових культур є пневмомеханічний апарат барабанного типу, який забезпечує централізований висів насіння по ширині захвату сівалки [3,4,5]. При цьому точність висіву насіння зернових колосових культур залежить насамперед від розв'язання триєдиної задачі ще на початковій стадії його реалізації – забезпечення поштучного відбору насіння в бункері, надійного утримання відібраної насінини в комірчині під час її транспортування до зони розвантаження і розвантаження комірчин [4, 6, 7]. Дотримання цієї умови забезпечує 100% висів насіння кожною комірчиною висівного апарата з рівним інтервалом, тобто висів здійснюється без пропусків.

А тому головним завданням, яке необхідно вирішувати під час проектування апаратів для точного висіву насіння зернових колосових культур є створення сприятливих умов для забезпечення 100% заповнення комірчин висівного елемента насінням.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз теоретичних і експериментальних досліджень в галузі точного висіву насіння [1-8] показує, що всі вони в основному приурочені вивченню робочого процесу висівних апаратів, визначенню сили і глибини присмокування насінини до комірчини, обґрунтування їх конструктивних параметрів та встановлення оптимальної площі живлення рослин. На основі цих досліджень була розроблена теорія процесу висіву насіння.

Однак питання, що стосуються безпосередньо процесу входження насінини в комірчину висівного елемента, що обертається в суцільному зерновому шарі, в літературних джерелах недостатньо висвітлювались. А тому відсутність належного обґрунтування процесу входження насінини в комірчину висівного елемента не сприяє і розробці ефективних технічних рішень для його реалізації. У зв'язку з цим виникає потреба провести в цьому аспекті подальші дослідження, результати яких будуть покладені в основу вишиковування технічних рішень і механіко-технологічного обґрунтування параметрів апаратів точного висіву.

Мета досліджень. Враховуючи широкий різновид існуючих на даний час конструктивно-технологічних схем висівних апаратів, необхідно для кожного з них з врахуванням орієнтації осі їх обертання в просторі, провести аналіз процесу входження насінини в комірчину висівного елемента, що обертається в суцільному зерновому шарі, і на основі виявлених відмінностей і спільних ознак між ними встановити закономірність процесу входження насінини в комірчину.

Результати досліджень. З метою виявлення причин, що впливають на повноту заповнення комірчин проведемо аналіз входження насінини в її середину. При цьому робимо припущення, що висівний елемент обертається в суцільному зерновому шарі, обмеженому стінками бункера. Оскільки ж для висіву насіння зернових колосових культур існує шість висівних апаратів барабанного типу[9], то аналіз проведемо для кожного такого апарата. Схеми сил, що діють на висівний елемент розміщений в зерновому шарі для різних висівних апаратів, наведені на (рис.1).

З наведених схем видно, що під час обертання у суцільному зерновому шарі висівного елемента на його зовнішню або внутрішню поверхню – периферію (залежно від типу), діє тиск зернового шару. При цьому вертикальний тиск σ_V викликає бічний тиск σ_B , який у свою чергу викликає вторинний бічний тиск σ_{BB} [10]. Очевидно, що саме ці тиски будуть впливати на процес входження насінини у комірчину висівного елемента.

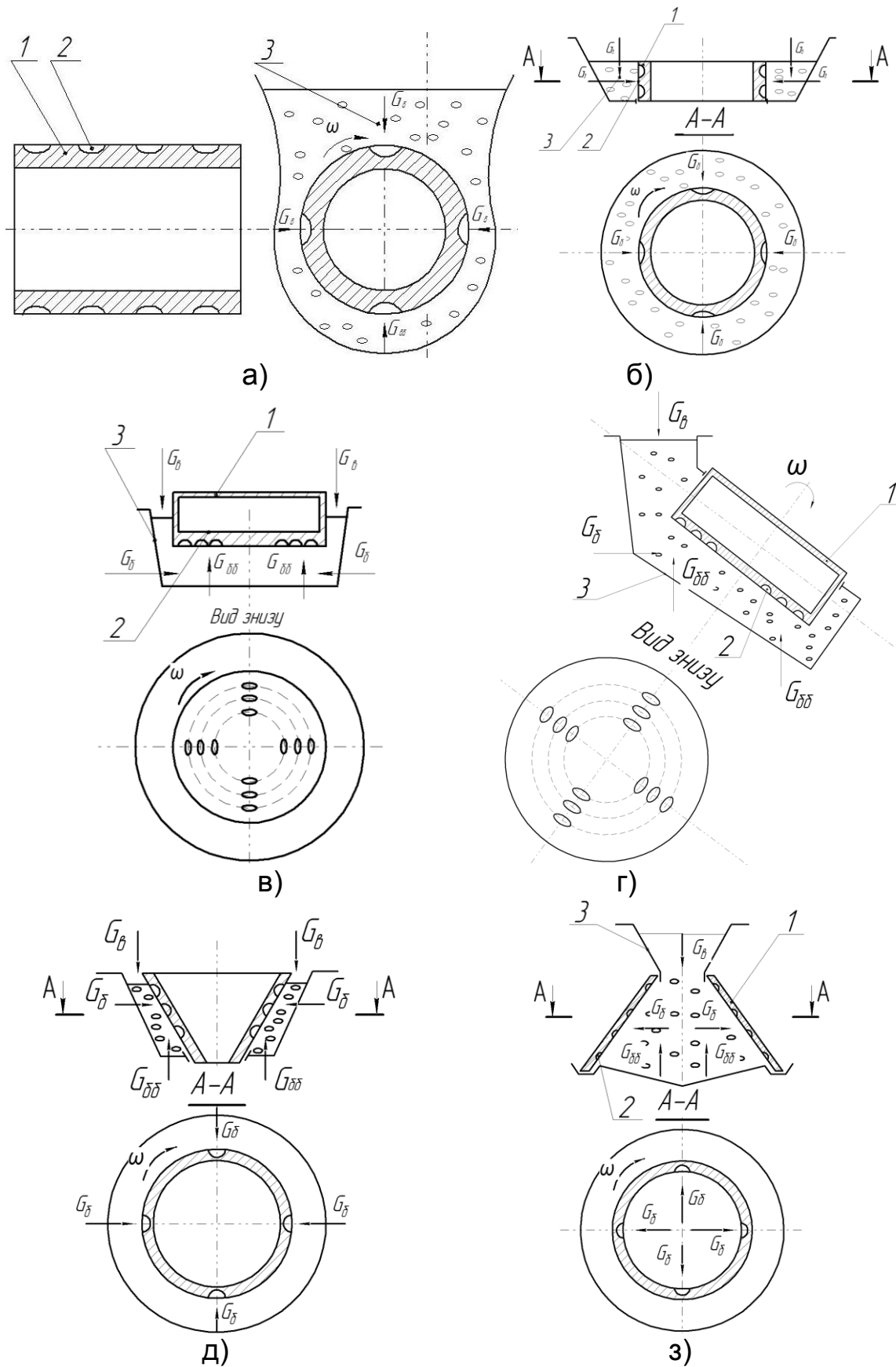


Рис. 1. Схема сил, що діють на висівний елемент розміщений в зерновому шарі.

Наші експериментальні дослідження показали, що під час обертання тіла з циліндричною або конічною поверхнею у суцільному зерновому шарі, насіння, яке дотикається до його поверхні, за рахунок сил тертя орієнтується поздовжньою віссю в діаметральній площині цього тіла в напрямку вектора \vec{v} його обертання. Аналогічна картина спостерігається і під час дотику насіння до основи (торця) циліндра або зрізаного конуса встановленого на вертикальній або нахиленій осі. Відмінність полягає тільки в тому, що насіння розміщується поздовжньою віссю на концентричних колах.

Тому форма комірчини повинна бути такою, щоб в неї входила тільки одна насінина. При цьому поздовжня вісь насінини повинна співпадати з напрямком дії вектора лінійної швидкості комірчини. Крім цього насінина повинна вільно входити в комірчину під час її заповнення і виходити при розвантаженні. Найбільш повно задовольняє ці вимоги симетрична комірчина, що має профіль основи у вигляді криволінійної поверхні [3]. При цьому дотичні прямі проведені до неї в точках контакту з насінною утворюють кут α з хордою AB , що сполучає крайні точки A і B комірчини, (рис.2).

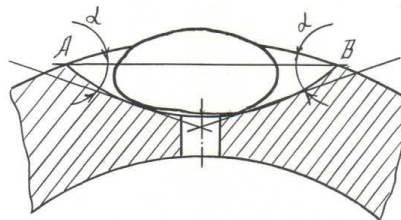


Рис. 2. Схема розміщення насінини в комірчині висівного елемента.

Процес входження насінини в комірчину відбувається шляхом її заштовхування насіннєвим шаром, що дотикається до поверхні висівного елемента. При цьому можливі три варіанти входження насінини всередину комірчини.

Розглянемо перший варіант, (рис. 3). Але враховуючи те, що комірчина може розміщуватись на зовнішній або на внутрішній поверхні висівного елемента і займати в просторі будь-яке положення, то спочатку розглянемо процес її входження в комірчину розміщену на зовнішній поверхні висівного елемента і у верхньому положенні, (рис. 1а). При цьому процес входження насінини в комірчину будемо відображати схематично розділивши його умовно на п'ять фаз, що протікають послідовно одна за одною. Зерновий шар зобразимо у вигляді окремих насінин розміщених паралельними рядами з нахилом їх поздовжньої осі до поверхні висівного елемента.

Таке їх розміщення відповідає дійсному розміщенню насіння в бункері висівного апарата.

Виділимо в зерновому шарі одну насініну, яка розміщена біля комірчини, і присвоїмо їй порядковий №1, а іншим насінінам, що чинитимуть на неї безпосередній вплив, присвоїмо номери №№ 2,3,4...11. При цьому будемо вважати, що тиск від насініни до насініни передається через точки їх дотику. Щоб не затінювати малюнки зайвими позначеннями покажемо сили стрілками тільки в тих точках, які безпосередньо дотикаються з насініною №1.

Оскільки в зерновому шарі є шар насіння, що дотикається до периферії (поверхні) висівного елемента і він безпосередньо впливає на весь процес входження насініни в комірчину, то в російськомовних виданнях [5,7,8] для його означення введено спеціальний термін – «граничний слой». Однак в українській мові відсутній його точний переклад і ряд авторів цей шар називають «граничний шар», що не відображає його суті. Тому для його означення введемо спеціальний термін, який назвемо «периферійний шар». На нашу думку таке означення даного терміну забезпечує повне і однозначне трактування його суті.

Фазу 1 наведену на (рис. 3а) будемо вважати початком входження насініни в комірчину. Отже, в момент початку обертання висівного елемента насініна №1 сприймає через насініну № 2 від периферійного шару насіння лобовий опір, а зверху на неї діє тиск верхнього шару, який передається в точці контакту з насініною №4. Позначимо ці опори силами P_2 і P_4 . Одночасно зі зміщенням зернового шару за годинниковою стрілкою між ним і стінкою бункера утворюється (назвемо умовно) вільний від насіння проміжок по якому під дією вертикального тиску відбувається опускання насінін №6 і №7. Цей момент відображає перехід від фази 1 до фази 11, (рис. 3б).

При повороті висівного елемента 1 за годинниковою стрілкою на деякий кут ε_1 відносно стінки бункера 2, насініна №1 разом з насініною № 2 і іншим насінням внаслідок тертя об поверхню висівного елемента буде рухатись в цьому ж напрямку. Однак внаслідок тертя швидкість периферійного шару насіння буде пригальмовуватись і далі цей шар рухатиметься зі швидкістю $0,25 V_K$ (де V_K - швидкість руху комірчини) [5,7,8]. При цьому насініна №1 притискуватиметься лівим кінцем до стінки бункера в точці B , в якій виникає нормальна сила N . Вона викликає силу тертя F , яка направлена протилежно до напрямку переміщення насініни №1. При цьому в точці дотику насініни №1 з насініною №6 вертикальний тиск викликає силу вертикального тиску P_6 . Таким чином під дією сили тиску P_6 зі сторони насініни №6 та сили тиску P_2

зі сторони насінини №2 на насінину №1 відносно точки А виникають крутні момент $M_1 = P_2 \cdot l_1$ і $M_2 = P_6 \cdot l_2$ (тут l_1 і l_2 – довжина плеча, їх величина рівна відрізкам від точки А до напрямку дії сил відповідно P_2 і P_6), які повертають насінину №1 навколо точки А до входу в комірчину 4.

Перехід від фази 11 до фази 111 настає в момент повороту висівного елемента на кут ε_2 , рис.3в. При цьому відбувається вихід комірчини 4 з бункера, вхід в її середину розширюється і насінина №1 ще більше переміщується в сторону комірчини. Однак вхід в комірчину ще є недостатнім для входу насінини, а тому її лівий кінець і далі ковзає по стінці бункера. Таке переміщення відбувається доти, доки лівий кінець насінини №1 не дійде до нижнього краю стінки бункера і не зупиниться в точці С, в якій відбудеться її защемлення між стінкою і насіниною №2. Це положення є критичним, оскільки насінина впирається лівим кінцем в стінку бункера і не може здійснити остаточний поворот навколо точки А і ввійти в комірчину. При цьому під дією вертикального тиску відбувається зміщення окремих насінин в верхньому зерновому шарі. Так насінина №7 під дією тиску насінини №9 повертається навколо свого центра проти годинникової стрілки і правим кінцем повертає насінину №5 в праву сторону, а лівим кінцем тисне на насінину №6. На цьому фаза 111 завершується.

З поворотом висівного елемента на кут ε_3 настає фаза 1У, рис.3г, за якої вхід в комірчину розширюється на стільки, що під дією сили P_6 тиску зі сторони насінини №6 на насінину №1 її лівий кінець остаточно зісковзує з стінки бункера і вона притискується до поверхні комірчини, а під дією сили P_2 зі сторони периферійного шару заштовхується в її середину. При цьому відбувається заштовхування насінини №8 між насіниною №7 і №5, і фаза 1У завершується.

Подальший поворот висівного елемента на кут ε_4 є настанням фази У, рис.3д, у якій насінина №1 остаточно заштовхується в середину комірчини і розміщується в ній так, що спирається на її основу тільки в двох крайніх точках розміщених в площині, що проходить вздовж поздовжньої осі насінини. На цьому процес входження насінини в комірчину висівного елемента завершується.

Другий варіант, (рис.4), процесу входження насінини з її обертанням в комірчині розглянемо за аналогією першого варіанту на прикладі висівного елемента з розміщенням комірчин на його внутрішній поверхні, (рис.1з). При цьому на схемі позначимо тільки ті сили, що діють на насінину №1 в точках її контакту з сусідніми насінинами.

Отже, при повороті висівного елемента 1, (рис.4а), за годинниковою стрілкою на кут ε_1 відносно його центра обертання настає фаза 1. При цьому насінина №1 займе таке положення, що одним кінцем впирається в стінку бункера 2, а другим – в край комірчини в точці А. В такому положенні вона сприймає тиск зі сторони насінин №2 і №4 та стінки бункера. Сили, які виникають в точках їх взаємного дотику позначимо символами P_2 , P_4 і P_B . Це положення будемо вважати початком входження насінини в комірчину 4.

Фаза 11 настає при подальшому повороті висівного елемента на кут ε_2 , (рис.4.5б). В цьому випадку насінина №1 під дією сил P_2 , P_4 і P_B , які спрямовані в середину комірчини, притискується одним кінцем до стінки бункера, а другим до криволінійної поверхні комірчини і ковзаючи по ній, починає повертатись проти годинникової стрілки і входить в її середину переміщуючись при цьому з точки А в точку A_1 .

Перехід до наступної фази 111 відбувається при повороті висівного елемента на кут ε_3 , (рис.4в). При цьому більша частина комірчини виходить з зони перекриття бункера 2 і верхня частина насінини №1, ковзаючи по основі комірчини під дією сили тиску P_2 периферійного шару, що передається через насінину №2 в точці їх дотику, переміститься в точку A_2 . При цьому насінина №1 защемляється між основою комірчини і насіниною №4. Оскільки ж між основою комірчини і насіниною №2 утворився деякий проміжок, то внаслідок вертикального тиску, що передається через насінину №4 до насінини №2 в точці їх дотику вона під дією сили P'_4 та сили P_3 починає обертатись навколо точки А і переміщатись до основи комірчини. На цьому фаза 111 завершується.

Фаза 1У, (рис.4г), протікає під час повороту висівного елемента на кут ε_4 . За цей час комірчина майже повністю виходить з-під бункера і насінина №2 під дією вертикального тиску притискується до поверхні комірчини, а під дією сили P_3 зі сторони насінини №3 вона заштовхується в середину комірчини. Одночасно насінина №2 тисне на насінину №1 і вона ковзаючи по основі комірчини переміщається доти, поки не переміститься в точку A_3 і не защемиться між стінкою бункера та насіниною №2. При цьому насінина №1 своїм кінцем тисне на насінину №4 і заштовхує її між насінинами №3 і №5.

З цього моменту починається фаза У, яка далі проходить при повороті висівного елемента на кут ε_5 , рис.4д, за якого насінина №1 після виходу комірчини з-під бункера повністю звільняється від защемлення.

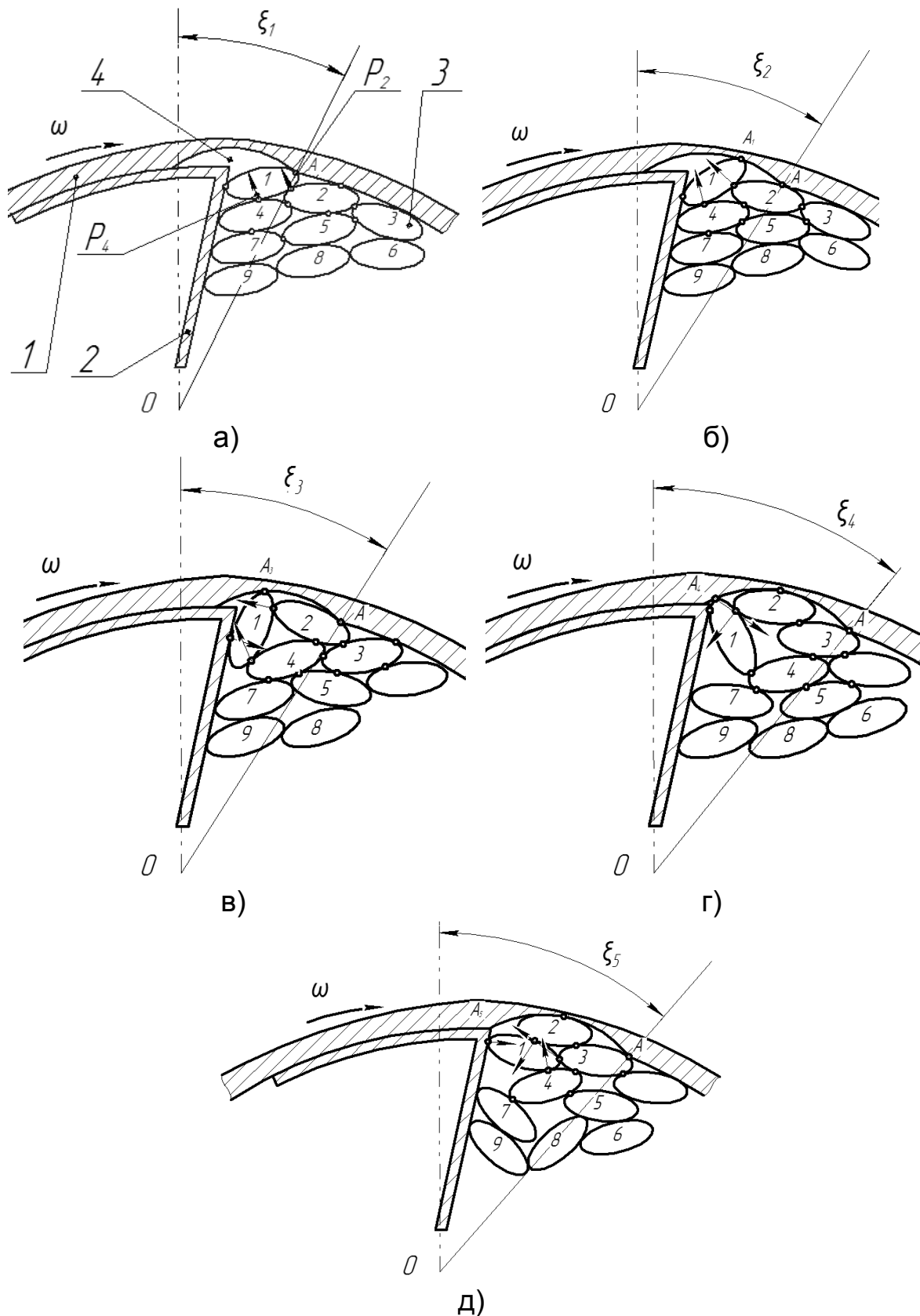


Рис. 4. Схема процесу входження насінини з її обертанням в комірчині висівного елемента розміщеній на його внутрішній поверхні: 1 – висівний елемент; 2 – бункер; 3 – насінини; 4 – комірчина.

При цьому внаслідок кільцевого переміщення периферійного шару і його відходу від стінки бункера, між ними з'являється тимчасовий простір вільний від насіння, і оскільки насінина №4, (рис.4а), тисне на один кінець насінини №1, а насінина №2 тисне на другий її кінець, то вона, ковзаючи цим кінцем по основі комірчини, остаточно виштовхується за її межі, а її місце займає насінина №2.

Третій варіант входження насінини в комірчину з її поворотом назад-вперед є поєднанням перших двох варіантів [11].

Процес такого входження розглянемо на прикладі висівного елемента з вертикальною віссю обертання, у якого комірчини розміщені на його нижній основі, (рис.1в).

Як і в попередніх варіантах процес входження насінини умовно розділимо на п'ять фаз і схематично відобразимо на рис.5, застосувавши при цьому аналогічні позначення. Він відбувається наступним чином.

Фаза 1. При повороті висівного елемента 1 (рис.5а) за годинниковою стрілкою крайня права точка А комірчини 2 вийде з зони перекриття бункера і переміститься відносно його стінки 3 на віддаль l_1 .

При цьому крайній правий кінець насінини №1 під дією сил P_2 і P_4 увійде в комірчину і опиниться в точці В.

Оскільки сила P_2 за величиною більша за силу P_4 , то насінина під час входу в комірчину здійснює проти годинникової стрілки поворот відносно точки К і повернеться на кут φ_1 .

Це положення насінини будемо вважати початком її входження в комірчину 2.

Фаза 11, (рис.5б), відбувається при подальшому повороті висівного елемента і одночасному переміщенні крайньої правої точки А комірчини 2 відносно стінки бункера 3 на віддаль l_2 .

При цьому верхня частина насінини 1, ковзаючи по основі комірчини під дією сили P_2 тиску периферійного шару, повертається проти годинникової стрілки навколо точки К на кут φ_2 і займе положення Б.

При наступному повороті висівного елемента (рис.5в) настає фаза 111 за якої вхід в комірчину збільшується до величини l_3 .

При цьому верхній кінець насінини під дією сили P_2 тиску периферійного шару буде все далі просуватись по основі комірчини проти годинникової стрілки, одночасно повертаючись навколо точки К. Насінина буде повертатись доти, поки не повернеться на кут $\varphi_3 = \varphi_{max}$ і не займе положення В, яке визначає найбільш відкриту глибину комірчини h_{max} .

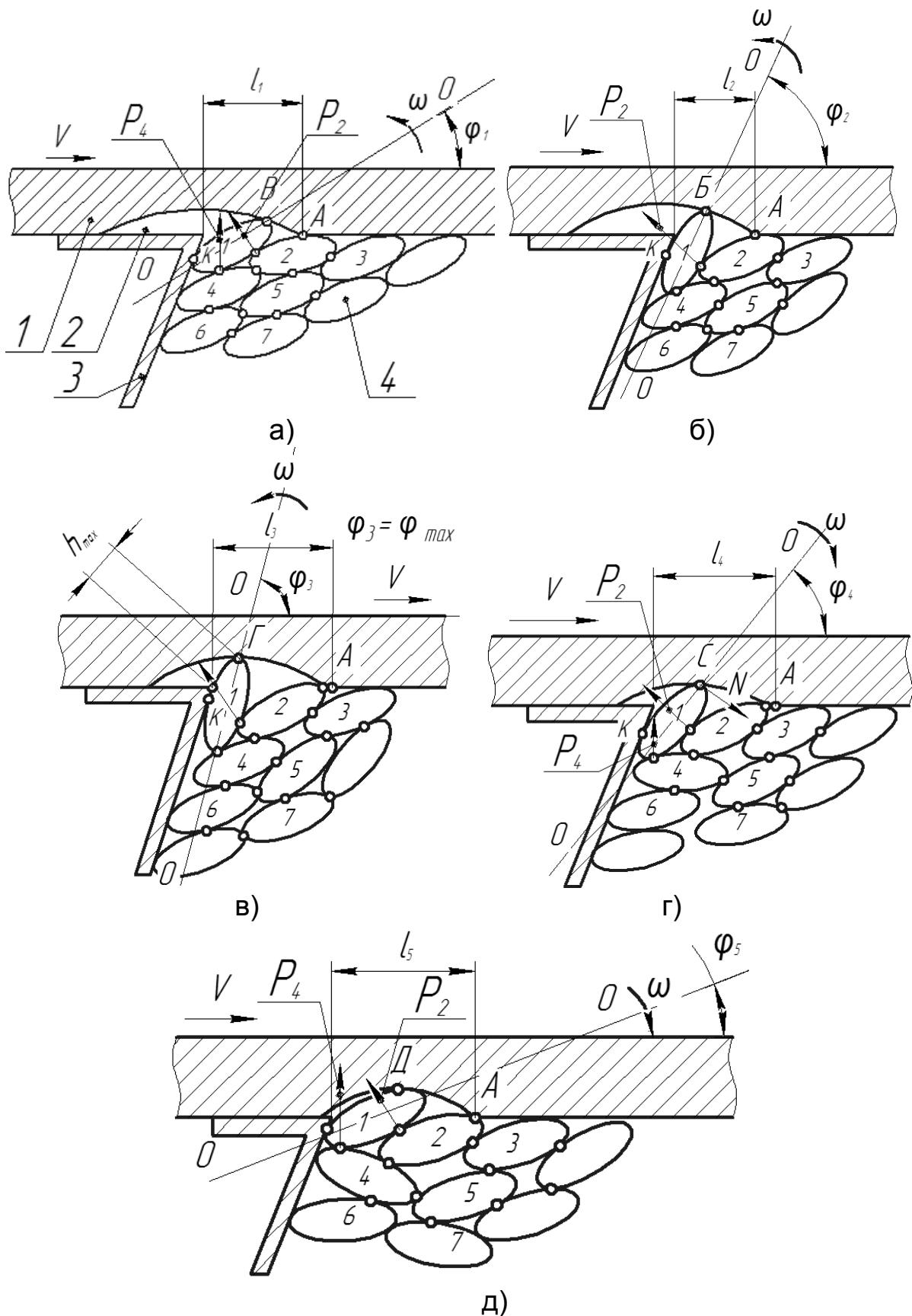


Рис. 5. Схема процесу входження насінини в комірчину висівного елемента з її поворотом назад-вперед: 1 – висівний елемент; 2 – бункер; 3 – насінини; 4 – комірчина.

На цьому фаза 111 завершується і настає фаза 1У при якій насінина №1 повертається у зворотному напрямку. Це відбувається внаслідок того, що оскільки насінина №1 з лівої сторони відносно своєї повздовжньої осі впирається в точці K (рис. 5г) в бункер 3, а знизу на неї в точці дотику з насіниною №4 діє сила P_4 спричинена тиском сусідніх насінин, то при подальшому повороті висівного елемента глибина h комірчини відносно краю бункера буде зменшуватись. А тому сила N нормального тиску основи комірчини на верхній кінець насінини №1 збільшуватиметься і під дією цієї сили насінина почне поступово повертатись у зворотному напрямку, тобто за годинниковою стрілкою і кут $\varphi_4 < \varphi_3 = \varphi_{max}$. При подальшому повороті висівного елемента, (рис.5д), настає фаза У за якої вхід в комірчину відкривається майже на всю її довжину і становить l_5 . Оскільки на насінину №1 знизу весь час діє сила P_4 спричинена тиском сусідніх насінин, то вона і далі повертатиметься за годинниковою стрілкою, поки повністю не увійде в комірчину. При цьому кут φ_5 буде зменшуватись поки не сягне значення – $\varphi_{min} = 0^\circ$

Аналіз процесу ймовірного входження насінини в комірчину висівного елемента показує, що його протікання не залежить від типу висівного апарата і орієнтації осі обертання в просторі. Він може бути реалізований шляхом заштовхування насінини в комірчину під дією тиску зернового шару в бункері за одним з трьох варіантів з одночасним: притискуванням насінини до основи комірчини; з обертанням і одночасним виштовхуванням за межі комірчини першої насінини та заштовхуванням на її місце сусідньої; з поворотом насінини назад-вперед. Найбільш раціональним варіантом входження насінини в комірчину висівного елемента є перший варіант, оскільки заштовхування насінини з одночасним її притискуванням до основи комірчини не викликає ані значного підйому, ані різкої зміни місця розташування насінин в периферійному шарі, що створює сприятливі умови для надійної фіксації насінини після її входу в комірчину.

Однак такий варіант можливий тільки за умови ідеального розміщення насінин у периферійному шарі. Якщо ж припустити, що ймовірність реалізації будь-якого з трьох можливих варіантів входження насінини в комірчину є рівнозначним і не може перевищувати 33,3%, то можна вважати, що повнота заповнення комірчин не залежить від першочерговості реалізації того чи іншого варіанту входження насінини, а від її надійної фіксації в комірчині після входу.

Висновки

1. Процес входження насінини в комірчину висівного елемента, що обертається в суцільному зерновому шарі, не залежить ані від

типу висівного апарата, ані від орієнтації його осі обертання в просторі.

2. Процес входження в комірчину насінини може бути реалізований шляхом її заштовхування під дією тиску зернового шару в бункері за одним з трьох варіантів з одночасним: притискуванням насінини до основи комірчини; з обертанням і одночасним виштовхуванням за межі комірчини першої насінини та заштовхуванням на її місце сусідньої; з поворотом насінини назад-вперед.

3. Повнота заповнення комірчин не залежить від першочерговості реалізації того чи іншого варіанту входження насінини, а від її надійної фіксації в комірчині після входу.

Список літератури

1. Гудзь В.П. Агробиологическое обоснование точного посева интенсивных сортов озимой пшеницы. - В кн.: Точный посев зерновых и пропашных культур. - М.: ВИСХОМ, 1984.-С. 11 - 15.
2. Погорілий Л.В. Шведик М.С. Обґрунтування агротехнічних вимог щодо точного висіву зерна колосових культур і технічних засобів для його здійснення. Журнал. Вісник с.-г. науки. Київ: – 1992. – №7. – с. 40-44.
3. Погорелый Л.В., Шведик Н.С. Обоснование параметров пневматического высевающего аппарата для точного посева зерновых культур. Журнал. Техника в сельском хозяйстве. – Москва, Колос: 1993 – № 5 – 6. – с. 16-18.
4. Машины для точного посева пропашных культур: конструирование и расчет/ В.С.Басин, В.В.Брей, Л.В.Погорелый и др.; Под ред. Л.В. Погорілого. – К.: Техніка. – 1987, - 151с.
5. Хоменко М.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник. – К.: Урожай, 1989. -168с.
6. Бузенков Г.М., Ма С.А. машины для посева сельскохозяйственных культур. М., "Машиностроение", 1976, - 272с.
7. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты.- Кишинев,- Штинца.-1984. - 392 с.
8. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 176 с.
9. Шведик М.С. Аналіз і синтез пневмомеханічних апаратів централізованого висіву насіння. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. Вип.20- Луцьк, 2007, с.546-552.
10. Зенков Р.Л., Ивашкова И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. -М.: Машиностроение, 1987. - 432 с.
11. Шведик М.С., Решетило О.М. Аналіз процесу входження насінини в комірчину конічного висівного елемента. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. Вип.19- Луцьк, 2007, с.383-389.

В статтє наведен анализ процесса вхождения семени в ячейку высевающего элемента, который реализуется путем его заталкивания под действием давления зернового слоя в бункере одним из трех вариантов с одновременным: прижатием семени к

основе ячейки; с вращением и одновременным выталкиванием за пределы ячейки первого семени и заталкиванием на его место соседнее; с поворотом семени назад-вперед.

Высевной элемент, каморка, бункер, семя, слой, давление, сила, момент, заталкивания, поворот.

In paper an analysis over of process of including of pip is brought in the closet of sowing element which will be realized by her pushing under the action of pressure of grain-growing layer in a bunker after one of three variants with simultaneous : pinning of pip against basis of closet; with a rotation and simultaneous extrusion outside the closet of the first pip and pushing into her place of nearby; with the turn of pip back forward.

Seed element chamber, hopper, seed layer, pressure, force, torque, zashtovhuvannya, turn.

УДК 631.372:62-843

РІВНЯННЯ ДИНАМІКИ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

**Г.А. Голуб, доктор технічних наук
В.В. Чуба, здобувач**

Отримано рівняння динаміки руху машино-тракторного агрегату при роботі на дизельному біопаливі на виконанні технологічних операцій.

Динаміка, машино-тракторний агрегат, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. Оцінка можливостей реалізації потужності енергозасобу в складі машино-тракторного агрегату (МТА) в тих чи інших експлуатаційних умовах при застосуванні відповідних сільськогосподарських машин та типу палива залишається головним експлуатаційним питанням.

Енергетичні показники МТА при взаємодії з робочим середовищем змінюються в досить широких межах, що в свою чергу відображається на техніко-економічних показниках, насамперед витраті палива та часі виконання технологічних операцій. Вирішення питання взаємозв'язку між параметрами МТА при виконанні технологічних операцій дозволить оптимізувати його роботу на різних видах палива.

© Г.А.Голуб, В.В. Чуба, 2013

основе ячейки; с вращением и одновременным выталкиванием за пределы ячейки первого семени и заталкиванием на его место соседнее; с поворотом семени назад-вперед.

Высевной элемент, каморка, бункер, семя, слой, давление, сила, момент, заталкивания, поворот.

In paper an analysis over of process of including of pip is brought in the closet of sowing element which will be realized by her pushing under the action of pressure of grain-growing layer in a bunker after one of three variants with simultaneous : pinning of pip against basis of closet; with a rotation and simultaneous extrusion outside the closet of the first pip and pushing into her place of nearby; with the turn of pip back forward.

Seed element chamber, hopper, seed layer, pressure, force, torque, zashtovhuvannya, turn.

УДК 631.372:62-843

РІВНЯННЯ ДИНАМІКИ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

**Г.А. Голуб, доктор технічних наук
В.В. Чуба, здобувач**

Отримано рівняння динаміки руху машино-тракторного агрегату при роботі на дизельному біопаливі на виконанні технологічних операцій.

Динаміка, машино-тракторний агрегат, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. Оцінка можливостей реалізації потужності енергозасобу в складі машино-тракторного агрегату (МТА) в тих чи інших експлуатаційних умовах при застосуванні відповідних сільськогосподарських машин та типу палива залишається головним експлуатаційним питанням.

Енергетичні показники МТА при взаємодії з робочим середовищем змінюються в досить широких межах, що в свою чергу відображається на техніко-економічних показниках, насамперед витраті палива та часі виконання технологічних операцій. Вирішення питання взаємозв'язку між параметрами МТА при виконанні технологічних операцій дозволить оптимізувати його роботу на різних видах палива.

© Г.А.Голуб, В.В. Чуба, 2013

Аналіз останніх досліджень. На необхідність визначення правильного співвідношення між потужністю, масою, робочою швидкістю сільськогосподарських машин та силами які виникають при їх взаємодії вказував в своїй роботі ще В.П. Горячкін [1].

В роботах [2, 3] МТА розглядається як система твердих тіл пов'язаних між собою, як жорсткими так і пружними елементами, при роботі яких вся система тіл здійснює поступальний рух, при цьому сили та моменти представлені виходячи з балансу потужності та моментів інерції обертальних мас. Рівняння руху агрегату та баланс моментів у роботі [4] представлено виходячи з того, що приріст кінетичної енергії дорівнює роботі усіх сил діючих в точках прикладення. У дослідження роботи автотракторних двигунів великий вклад вніс В.Н. Болтинський, який в роботі [5] приводить рівняння, що дозволяє врахувати нерівномірність зміни динамічних характеристик двигуна та моментів опору агрегату на основі рівняння моментів інерції. У роботі [6] отримано залежність тягової сили МТА від типу палива та його подачі.

Проведений аналіз літературних джерел вказує на необхідність уточнення рівняння динаміки МТА та приведення його до форми придатної до практичного застосування.

Мета досліджень – уточнити рівняння динаміки руху МТА при роботі на дизельному біопаливі на виконанні технологічних операцій.

Результати досліджень. Для вирішення поставленої задачі виконано силовий аналіз роботи МТА (рис. 1).

Крутний момент двигуна підведений до привідних коліс енергозасобу витрачається на їх буксування та створення сили тяги МТА. Тяговий крутний момент на колесі можна представити парою дотичних сил F_{TK} які прикладені на зовнішньому контурі колеса одна з яких компенсує дію сили зчеплення, а інша створює тягову силу на колесі. По напрямку дії ці сили збігаються з напрямком обертання колеса навколо центральної вісі до якої прикладений обертальний момент. Якщо колесо втрачає точку зчеплення з ґрунтом, весь крутний момент витрачається на збільшення частоти обертання колеса.

При взаємодії колеса з ґрунтом, під дією ваги трактора, в точці контакту виникає сила зчеплення $F_{3ч}$, яка протидіє обертанню колеса і направлена по дотичній до колеса в точці зчеплення. Силу зчеплення, урівноважує одна із пари сил крутного моменту колеса, яка направлена протилежно силі зчеплення $F_{3ч}$, створюючи при цьому миттєвий центр обертання в точці контакту колеса з поверхнею ґрунту. Інша сила, із пари сил крутного моменту колеса, яка направлена по ходу руху трактора, утворює момент навколо миттєвого центру обертання.

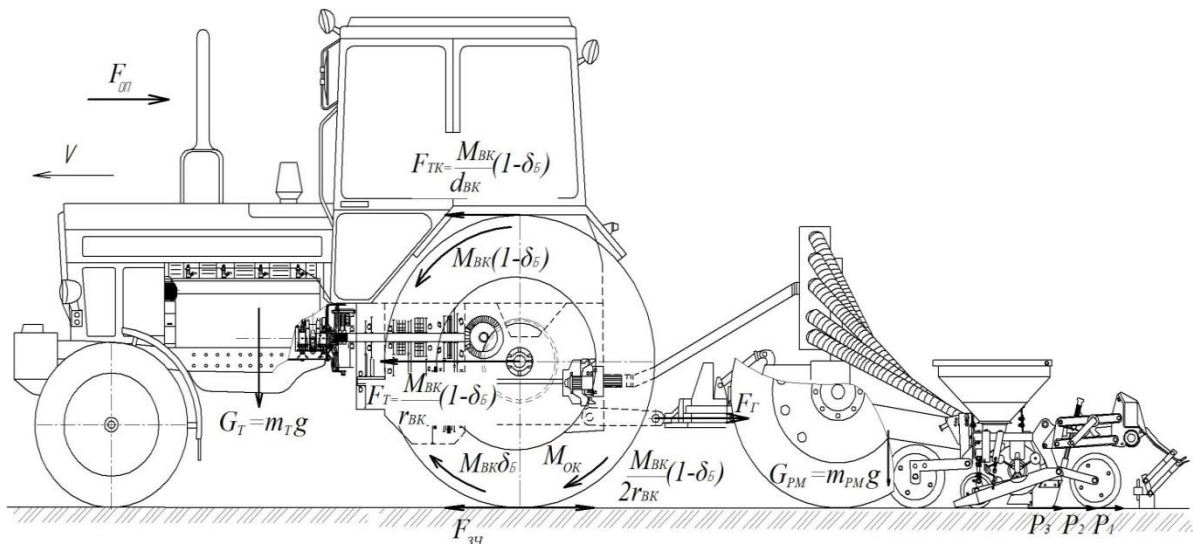


Рис. 1. Схема сил діючих на МТА: $M_{БК}$ – крутний моменти ведучих коліс, $M_{ОК}$ – момент на подолання опору кочення, $F_{ТК}$ – сила тяги трактора від крутного моменту на колесі, F_T – сила тяги трактора приведена до осі колеса, $F_{зч}$ – сила зчеплення коліс з поверхнею, F_r – сила тягового опору робочої машини, $F_{оп}$ – сила опору повітря, $G_T = m_T g$ – вага трактора, $G_{PM} = m_{PM} g$ – вага робочої машини.

Тягова сила на колесі $F_{ТК}$ завжди намагається повернути колесо навколо миттєвого центру обертання, постійно створюючи новий миттєвий центр обертання, за рахунок чого здійснюється поступальний рух. Вважаючи колесо жорстким важелем на кінці якого діє тягова сила на колесі, зусилля від неї буде передаватися на вісь. Тягову силу, що виникає на осі колеса можна визначити із рівняння збереження моментів для важеля закріпленого в миттєвому центрі обертання:

$$F_{ТК} d_{БК} = F_T r_{БК}, \text{ звідки } F_T = \frac{F_{ТК} d_{БК}}{r_{БК}} = 2F_{ТК} \quad (1)$$

де $d_{БК}$ – діаметр ведучого колеса, м; $r_{БК}$ – радіус ведучого колеса, м.

Згідно з [6], тягову силу при роботі на дизельному біопаливі визначимо за виразом:

$$F_T = \frac{1}{r_{БК}} \left(\frac{S_{пл} l_{пл} \rho_{п} k_{пл} i Q_H \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) i_{ТРБК} \eta_{ТРБК} \quad (2)$$

де $S_{пл}$ – площа плунжерної пари, м²; $l_{пл}$ – активний хід плунжера, м; $\rho_{п}$ – густина палива, кг/м³; $k_{пл}$ – коефіцієнт подачі палива плунжером паливного насоса, i – кількість впорскувань палива за один оберт двигуна, об⁻¹; Q_H – нижча теплотворна здатність палива, Дж/кг; $\eta_{ЕДП}$ – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі, відн. од.; $k_{ЗМДБП}$ – коефіцієнт зменшення ефективності коефіцієнта корисної дії двигуна при застосуванні дизельного біопалива, відн.

од.; $i_{ТРВВП}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до валу відбору потужності, од.; $\eta_{ТРВВП}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії валу відбору потужності, відн. од.; $M_{ВВП}$ – крутний момент робочої машини на валу відбору потужності, Н м; δ_B – коефіцієнт втрат потужності на буксування ведучих коліс, відн. од.; $i_{ТРВК}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до ведучих коліс, од.; $\eta_{ТРВК}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії енергозасобу, відн. од.

Згідно другого закону Ньютона динаміка МТА може бути описана наступним рівнянням:

$$m_{МТА} \frac{dV}{dt} = F_T - F_{OK} - F_{OP} - F_G, \quad (3)$$

де $m_{МТА}$ – маса МТА в складі трактора і робочої машини, кг; $\frac{dV}{dt}$ – лінійне прискорення МТА, м/с²; V – швидкість МТА, м/с; dt – зміна часу руху МТА, с; F_{OK} – сила на подолання опору кочення при пересуванні трактора, Н; F_{OP} – сила опору повітря при переміщенні трактора, Н; F_G – сила тягового опору робочої машини, Н.

В рівнянні (3) виразивши швидкість руху МТА через кутову швидкість обертання колінчатого валу двигуна, силу тяги МТА згідно (2), тяговий опір сільськогосподарської машини згідно раціональної формули В.П. Горячкіна [1], сили на подолання тертя кочення коліс та опору повітря при переміщенні згідно загальновідомих формул [2], отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}(1-\delta_B)}{i_{ТРВК}} \frac{d\omega}{dt} = & \left(\frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i_{QH} \eta_{ЕДП} k_{ДБП}}{2\pi} - \frac{H_{PM} Q_{PM}}{\eta_{PM} \omega_{PM} i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) r_{BK}^{-1} \times \\ & \times (1-\delta_B) \eta_{ТРВК} i_{ТРВК} - f m_T g - \frac{k_{OBT} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^2 (1-\delta_B)^2}{i_{ТРВК}^2} - f' m_{PM} g - kab - \\ & - \theta ab \left[\frac{\omega}{i_{ТРВК}} r_{BK} (1-\delta_B) \right]^2 \end{aligned} \quad (4)$$

де m_T – маса трактора, кг; m_{PM} – маса робочої машини, кг; H_{PM} – тиск створюваний вентилятором робочої машини, Па; Q_{PM} – об'ємна витрата повітря вентилятором робочої машини, м³/с; η_{PM} – коефіцієнт корисної дії вентилятора робочої машини; відн. од.; ω_{PM} – кутова швидкість обертальних частин робочої машини, рад/с; f – коефіцієнт опору кочення коліс, відн. од.; g – прискорення сили земного тяжіння, м/с²; k_{OP} – коефіцієнт опору повітря, Н с²/м⁴; $S_{ЛОБ}$ – площа лобового опору МТА, м²; f' – сумарний коефіцієнт тертя, який включає тертя знаряддя об ґрунт та тертя кочення опорного колеса плуга, відн. од.; k – питомий опір деформації ґрунту, Н/м²; a – ширина оброблюваного пласту, м; b – глибина оброблювального

пласту, m ; θ – коефіцієнт який враховує співвідношення швидкості відкидання пласта та швидкості плуга, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$.

Слід враховувати також, що ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі змінюється в залежності від режиму роботи двигуна в досить широких межах, тому для отримання достовірних даних в рівняння динаміки необхідно ввести залежність зміни коефіцієнта корисної дії двигуна від кутової швидкості обертання колінчастого валу. Для двигуна Д-245.7Е2, згідно експериментальної зовнішньої швидкісної характеристики, коефіцієнт корисної дії змінюється за законом:

$$\eta_{\text{ЕДП}} = \alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma \quad (5)$$

де α , β , γ – коефіцієнти апроксимації ($\alpha = -0,00000617$, $\beta = 0,001781$, $\gamma = 0,271482$).

Увівши в рівняння (4) параметри зовнішньої швидкісної характеристики згідно рівняння (5), одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}(1 - \delta_B) d\omega}{i_{TPBK} dt} = \\ & = \left(\frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i_{QH} (\epsilon\omega^2 + \beta\omega + \gamma) k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{H_{PM} Q_{PM}}{\eta_{PM} \omega_{PM} i_{TPBВП} \eta_{TPBВП}} \right) r_{BK}^{-1} \times \\ & \times (1 - \delta_B) \eta_{TPBK} i_{TPBK} - f m_T g - \frac{k_{OBT} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^2 (1 - \delta_B)^2}{i_{TPBK}^2} - f' m_{PM} g - kab - \\ & - \theta ab \left[\frac{\omega}{i_{TPBK}} r_{BK} (1 - \delta_B) \right]^2 \end{aligned} \quad (6)$$

Увівши заміни:

$$\begin{aligned} A &= \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}(1 - \delta)}{i_{TPBK}}; \\ G &= \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i_{QH} \eta_{ЗМДБП}}{2\pi r_{BK}} (1 - \delta_B) \eta_{TPBK} i_{TPBK}; \\ H &= \frac{H_{PM} Q_{PM}}{r_{BK} \eta_{PM} \omega_{PM} i_{TPBВП} \eta_{TPBВП}} (1 - \delta_B) \eta_{TPBK} i_{TPBK}; \\ I &= f m_T g + f' m_{PM} g + kab; \\ C &= \frac{k_{OBT} S_{ЛОБ} r_{BK}^2 (1 - \delta_B)^2}{i_{TPBK}^2} + \theta ab \left[\frac{1}{i_{TPBK}} r_{BK} (1 - \delta_B) \right]^2, \end{aligned}$$

отримаємо:

$$A \frac{d\omega}{dt} = G(\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma) - H - I - C\omega^2. \quad (7)$$

Після уведення замінін $P = \frac{G\alpha - C}{A}$; $L = \frac{G\beta}{A}$; $K = \frac{G\gamma - H - I}{A}$,
рівняння (6) набуває вигляду:

$$\frac{d\omega}{dt} = P\omega^2 + L\omega + K, \text{ або } \frac{d\omega}{P\omega^2 + L\omega + K} = dt. \quad (8)$$

Провівши інтегрування диференційного рівняння (8) отримуємо:

$$\frac{1}{\sqrt{L^2 - 4PK}} \ln \left| \frac{2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| = t, \quad (9)$$

де t – час, с.

Підставивши межі інтегрування в рівняння (9) отримуємо:

$$\ln \left| \frac{2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| - \ln \left| \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| = t\sqrt{L^2 - 4PK}. \quad (10)$$

Позбувшись логарифму в лівій частині рівняння отримуємо:

$$\frac{(2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK})(2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK})}{(2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK})(2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK})} = \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}).$$

Виконавши перетворення отриманого рівняння стосовно виділення частоти обертання колінчатого валу ω , одержимо:

$$\omega = \frac{L \left(\frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) - 1 \right)}{2P \left(1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) \right)} + \frac{\sqrt{L^2 - 4PK} \left(\frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) + 1 \right)}{2P \left(1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) \right)}. \quad (11)$$

Після уведення в рівняння (11) підстановок:

$$J = \sqrt{L^2 - 4PK}; \quad S = \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} e^{tJ},$$

воно набуває вигляду:

$$\omega = \frac{J(S+1) + L(S-1)}{2P(1-S)}, \text{ або } \omega = \frac{1}{2P} \left(J \frac{(S+1)}{(1-S)} - L \right). \quad (12)$$

Для спрощення рівняння (12) проведемо арифметичні перетворення виразу $\frac{(S+1)}{(1-S)}$:

$$\begin{aligned}
 \frac{(S+1)}{(1-S)} &= \frac{\left(\frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} e^{tJ} + 1 \right)}{\left(1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} e^{tJ} \right)} = \\
 &= \frac{(2P\omega_{II} + L - J)e^{tJ} + 2P\omega_{II} + L + J}{2P\omega_{II} + L + J} = \\
 &= \frac{2P\omega_{II} + L + J - (2P\omega_{II} + L - J)e^{tJ}}{2P\omega_{II} + L + J} = \\
 &= \frac{(2P\omega_{II} + L - J)e^{tJ} + 2P\omega_{II} + L + J}{2P\omega_{II} + L + J - (2P\omega_{II} + L - J)e^{tJ}} = \\
 &= \frac{2P\omega_{II}e^{tJ} + Le^{tJ} - Je^{tJ} + 2P\omega_{II} + L + J}{2P\omega_{II} + L + J - 2P\omega_{II}e^{tJ} - Le^{tD} + Je^{tJ}} = \\
 &= \frac{2P\omega_{II}(1 + e^{tJ}) + L(1 + e^{tJ}) + J(1 - e^{tJ})}{2P\omega_{II}(1 - e^{tD}) + L(1 - e^{tJ}) + J(1 + e^{tJ})} = \\
 &= \frac{(1 + e^{tJ})(2P\omega_{II} + L) + J(1 - e^{tJ})}{(1 - e^{tJ})(2P\omega_{II} + L) + J(1 + e^{tJ})} = \frac{2P\omega_{II} + L + J \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})}}{(2P\omega_{II} + L) \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} + J}.
 \end{aligned}$$

Із урахуванням цього, рішення диференційного рівняння динаміки руху МТА, набуває вигляду:

$$\omega = \frac{1}{2P} \left[J \left(\frac{2P\omega_{II} + L + J \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})}}{(2P\omega_{II} + L) \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} + J} \right) - L \right]. \quad (13)$$

Таким чином, отримано рівняння, що характеризує динаміку зміни кутової швидкості колінчастого валу двигуна при зміні зовнішніх параметрів, які характеризують роботу МТА при виконанні технологічних операцій та використанні відповідного типу палива. Даний вираз містить постійні величини диференційного рівняння, які залежать тільки від паливоподачі та виду палива – L (c^{-1}), а також від паливоподачі, виду палива та навантаження МТА – P (відн. од.) і J (c^{-1}).

Висновок. Отримане рівняння дозволяє визначити динаміку кутової швидкості колінчастого вала двигуна та лінійного руху МТА при зміні параметрів навантаження, виду палива та паливоподачі, а також виконати розрахунки зміни показників роботи МТА при переході на дизельне біопаливо.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений в 3 томах / В.П. Горячкин. [Под ред. Н.Д. Лучинского]. – 2-е издание – М.: Колос, 1968.
2. Тракторы и автомобили / Под редакцией В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.
3. Основы теории трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
4. Свирцевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Б.С. Свирцевский // Учебник для ин-тов и фак. механизации и электрификации с.х. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
5. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. – М.: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.
6. Голуб Г.А. Визначення тягової сили енергозасобів при роботі на дизельному біопаливі / Г.А. Голуб, В.В. Чуба // Міжвід. темат. наук. зб. ННЦ "ІМЕСГ" НААН "Механізація та електрифікація сільського господарства". – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2013. – Вип. 98, т. 2 – 590 с. – С. 135–144.

Получено уравнение динамики движения машинно-тракторного агрегата при работе на дизельном биотопливе при выполнении технологических операций.

Динамика, машинно-тракторный агрегат, дизельное биотопливо.

The dynamics equation motion of machine-tractor units with using biodiesel in the performance of technological operations is received.

Dynamics, tractor operated machinery, biodiesel.

УДК 620.92(477/1)

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ БІОМАСИ В УКРАЇНІ

О.І. Єременко, кандидат технічних наук

Визначена енергетична доцільність та перспективи виробництва в Україні палива з вторинної біомаси.

Біомаса, біопаливо, виробництво, біоенергетика, перспективи.

© О.І. Єременко, 2013

Висновок. Отримане рівняння дозволяє визначити динаміку кутової швидкості колінчастого вала двигуна та лінійного руху МТА при зміні параметрів навантаження, виду палива та паливоподачі, а також виконати розрахунки зміни показників роботи МТА при переході на дизельне біопаливо.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений в 3 томах / В.П. Горячкин. [Под ред. Н.Д. Лучинского]. – 2-е издание – М.: Колос, 1968.
2. Тракторы и автомобили / Под редакцией В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.
3. Основы теории трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
4. Свирцевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Б.С. Свирцевский // Учебник для ин-тов и фак. механизации и электрификации с.х. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
5. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. – М.: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.
6. Голуб Г.А. Визначення тягової сили енергозасобів при роботі на дизельному біопаливі / Г.А. Голуб, В.В. Чуба // Міжвід. темат. наук. зб. ННЦ "ІМЕСГ" НААН "Механізація та електрифікація сільського господарства". – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2013. – Вип. 98, т. 2 – 590 с. – С. 135–144.

Получено уравнение динамики движения машинно-тракторного агрегата при работе на дизельном биотопливе при выполнении технологических операций.

Динамика, машинно-тракторный агрегат, дизельное биотопливо.

The dynamics equation motion of machine-tractor units with using biodiesel in the performance of technological operations is received.

Dynamics, tractor operated machinery, biodiesel.

УДК 620.92(477/1)

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ БІОМАСИ В УКРАЇНІ

О.І. Єременко, кандидат технічних наук

Визначена енергетична доцільність та перспективи виробництва в Україні палива з вторинної біомаси.

Біомаса, біопаливо, виробництво, біоенергетика, перспективи.

© О.І. Єременко, 2013

Постановка проблеми. Біомаса – це сумарна маса органічних речовин рослинного і тваринного походження, що відновлюються, на одиницю площі. Первинна біомаса – це рослини, тварини, мікроорганізми. Вторинна біомаса – це побічна продукція і відходи переробки первинної біомаси [1-3].

Щорічний приріст наземної біомаси у світі становить близько 400 млрд. т. Енергетичний вміст приросту біомаси еквівалентний 3000 ЕДж (10^{21} Дж) / рік, що майже у 8 разів перевищує споживання усіх видів енергії. Використання енергії біомаси забезпечує на сьогодні 14 % енергетичних ресурсів, що дорівнює 55 ЕДж / рік або 1,7 ТВт (10^{12} Вт) [2, 4].

Відновлення органічної речовини в рослинах забезпечується шляхом фотосинтезу. Енергія фотонів сонячного світла перетворюється в енергію збуджених станів електронів пігменту. За рахунок електромагнітних процесів енергія акумулюється в хімічних сполуках. На 1 м² листя рослин за одну годину синтезується до 1 г вуглеводних енергоємних речовин. Зеленими наземними рослинами в процесі фотосинтезу зв'язується у вигляді цукрів близько 200 млрд. т вуглецю з атмосфери. Зв'язана хімічна енергія перетворюється в термохімічних процесах, тобто виконується біоенергетична конверсія біомаси (рис. 1). Основна частина біомаси формується в лісах (приблизно 68 %) та в сільськогосподарських виробництвах (8 %) [1, 2, 5].

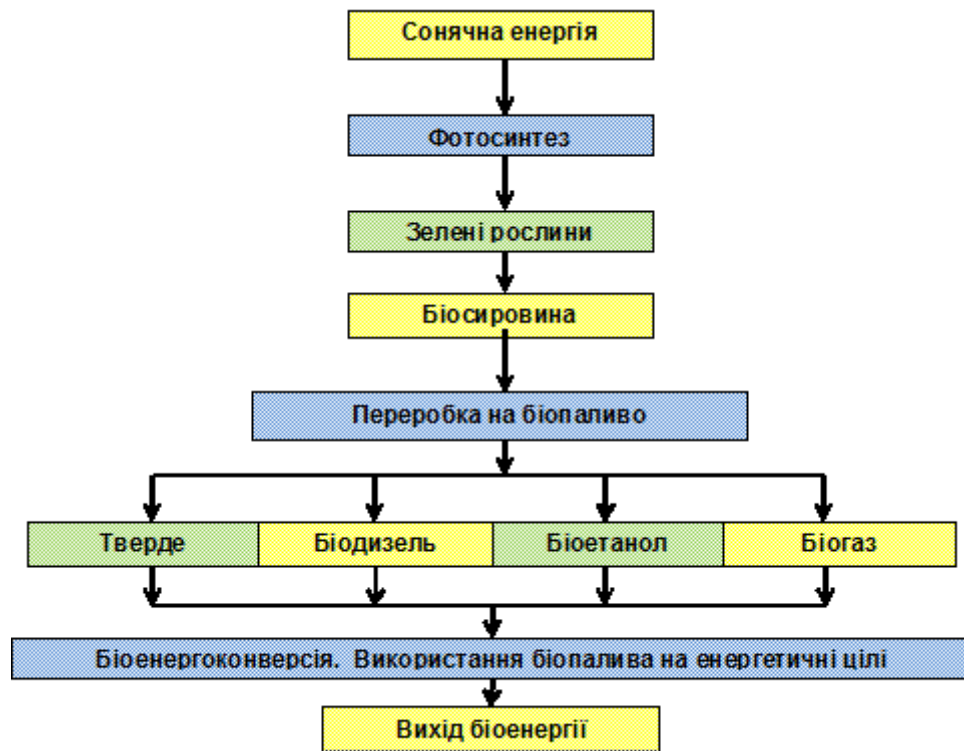
Враховуючи небезпеку світової енергетичної кризи, сучасну екологічну ситуацію, необхідні заходи зі збереження клімату на теперішній час інтенсивно розвиваються біопаливні виробництва з використанням побічної продукції та відходів лісових і сільських господарств для поповнення регіонального та державного паливно-енергетичного ресурсу. Згідно Кіотському протоколу біомаса вважається нейтральним відносно CO₂ видом палива і викиди від неї прирівнюються до нуля (рис. 1,б) [1, 5].

Отже, з'ясування енергетичних можливостей та напрямків розвитку біоенергетики в Україні є актуальним проблемним питанням.

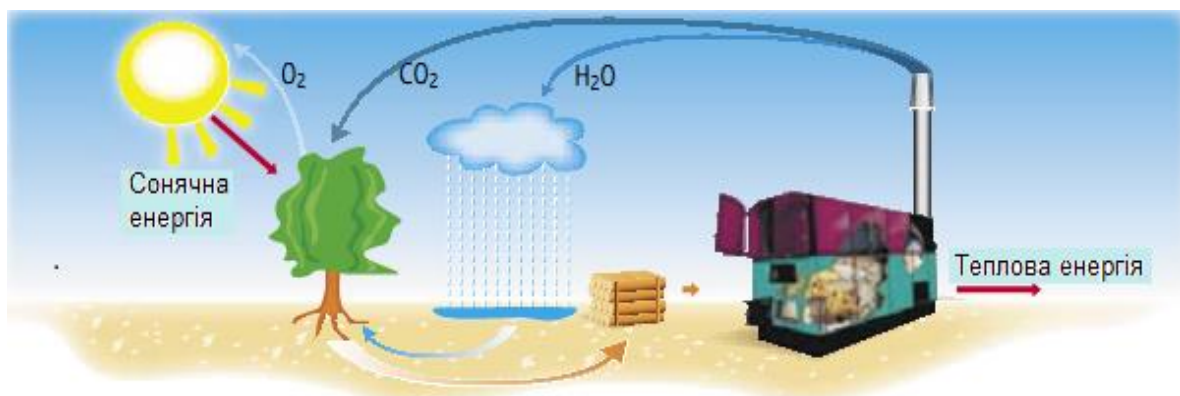
Аналіз останніх досліджень. Відходи сільськогосподарських, переробних, лісових і деревообробних виробництв відповідно до методичних вказівок (Methods Handbook) проекту Biomass Energy Europe поділяють на дві групи [2, 6]:

- первинні відходи аграрної та лісової галузей це ті матеріали, які залишаються як побічні продукти після збору врожаю с.-г. культур чи лісозаготівлі. Вони складаються із лісосічних решток, незернової частини врожаю зернових, круп'яних, олійних та ін. культур;

- вторинні відходи аграрної та лісової галузей утворюються в результаті деревообробки (тріска, стружка, тирса тощо); перероблення продукції с.-г. виробництва на харчові продукти чи корми (рослинні домішки, залишки зернопереробних та олійних виробництв, жом буряків, зернова барда тощо).



а)



б)

Рис. 1. Схеми перетворення сонячної енергії через рослини в паливно-енергетичні ресурси: а – структурний алгоритм; б – принцип енергетичної конверсії твердого біопалива.

За прогнозом Світової енергетичної ради [4, 7] у 2020 р. частка біомаси для енергетичної конверсії становитиме 650-800 млн. т умовного палива (у. п.) на рік. Це складе 42-46 % від загальної

частки викопних палив та понад 70 % відновлюваних джерел енергії. Біомаса має теплотворність 10-19 МДж/кг та сприятливі екологічні показники. Частка біомаси у загальній щорічній поставці первинної енергії сягає 10 %, що становить 1272 млн. т нафтового еквіваленту (н. е.). В багатьох країнах Африки використовують біомасу як первинний енергоносіє від 45 % до 80 %, Латинської Америки – 30-40 %, в Індії – до 50 % [2, 4, 7]. Частка біомаси в загальному споживанні енергії в Європейському Союзі (ЄС) на теперішній час становить 7 %, а для отримання тепла (табл. 1, рис. 2) – 15 % [8]. Наприклад, частка біомаси в Латвії у валовому внутрішньому енергоспоживанні складає 28 %, в Швеції – 22 %, в Фінляндії – 21 %, в Данії – 17 %, Австрії – 16 %.

1. Обсяг виробництва теплової енергії з біопалив в країнах ЄС.

Країни ЄС	Вид біопалива, відсотки				Всього, ТДж/рік
	тверде	рідке	біогаз	тверді побутові відходи	
Швеція	78	5	1	17	113405
Фінляндія	94	-	2	4	51595
Данія	62	-	3	36	41252
Німеччина	37	1	3	58	37758
Австрія	89	1	2	8	24471
Польща	93	-	7	-	11270
Франція	-	-	-	100	10613
Нідерланди	24	-	3	73	6869
Італія	37	17	12	34	6861
Чехія	56	-	5	39	3703

Технології виробництва теплової енергії із біомаси в країнах ЄС значно різняться: наприклад, в Італії, Франції, Фінляндії, Швеції, Данії, Німеччині, Польщі основна частина (понад 50 %) виробляється на теплових електричних центральних (ТЕЦ), а в Нідерландах, Чехії більше половини тепла отримують в котельнях і побутових котлах. Одна з великих електростанцій Європи потужністю 66 МВт в м. Зіммерінг (Австрія) працює на деревній біомасі. Ця електростанція використовує щорічно 190 тис. т біомаси, що дозволяє скоротити викиди CO₂ на 44 тис. т [4, 7].

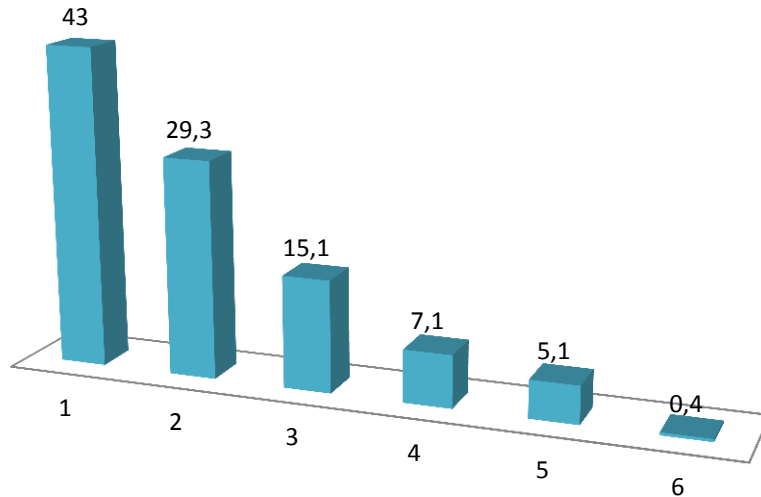


Рис. 2. Відсотковий розподіл виробництва теплової енергії (2652 ПДж) в країнах ЄС: 1 – природній газ; 2 – вугілля; 3 – біомаса; 4 – нафта; 5 – інші види палив; 6 – інші види відновлюваних джерел енергії (ВДЕ).

За прогнозом Європейської Комісії в Дорожній карті по розвитку відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) відомо, що в 2020 р. в країнах ЄС із ВДЕ буде виробляться близько 120 млн. т н.е., що становить 18 % загального обсягу теплової енергетики. Основним сировинним ресурсом (біля 75 %) буде біомаса [4, 7, 9-11].

Мета досліджень. Спрямування напрямків та підвищення ефективності розробок біопаливних виробництв в Україні шляхом порівняльного аналізу та визначення перспектив енергетичного потенціалу з вторинної біомаси.

Результати досліджень. Щорічний економічно доцільний потенціал вторинної біомаси за останні роки для виробництва біопалив в Україні становить 22-25 млн. т т.п./рік [1, 2, 4-6, 8-10]. Теоретичний енергетичний потенціал тільки лісової біомаси становить 312 ПДж (10^{15} Дж), а технічний потенціал – біля 90 ПДж (10^{15} Дж), що складає майже 1,5% від загального споживання всіх видів енергії в Україні [6].

Національною енергетичною програмою України на період до 2010-2014 рр. та Національною програмою енергозбереження передбачалося широке використання біомаси при виробництві теплової та електричної енергії. Було передбачено будівництво ТЕЦ та систем тепlopостачання з використанням біомаси як палива (сільськогосподарських і побутових відходів, відходів лісового комплексу та деревообробки), розширення використання кондиційних палив з біомаси (дров, тріски, пелет, брикетів). Планувалась до 2010 р. потужність електро-генеруючих установок,

що споживають біомасу, становитиме 410 МВт, а потужність джерел теплопостачання з використанням біомаси становитиме 3284 МВт. Завдяки цим заходам передбачалось до 2010 р. довести річне використання біомаси як палива до 10,8 млн. т у.п. на рік, з них використання дров, тріски, пелет, брикетів – 4,5 млн. т у.п., виробництво біогазу - 4,2 млн. т у.п., використання паливного етанолу – 2 млн. т у.п. [6, 11].

Разом з цим, сектор енергетики із біомаси і побутових відходів розвивається досить повільно і становить на теперішній час 1,6 млн. т н.е., або 1,3 % від 126 млн. т н.е. загального постачання первинної енергії (рис. 3, табл. 2). Обсяг споживання теплової енергії в Україні на сьогодні дорівнює 964 млн. ГДж (10^9 Дж), в т.ч. 67 % - побутові потреби, 20 % - промисловість, 13 % - інші галузі. Не дивлячись на таку ситуацію, згідно проекту Енергетичної стратегії України до 2030 р. попит на теплову енергію має зрости до 1135 млн. ГДж [11].

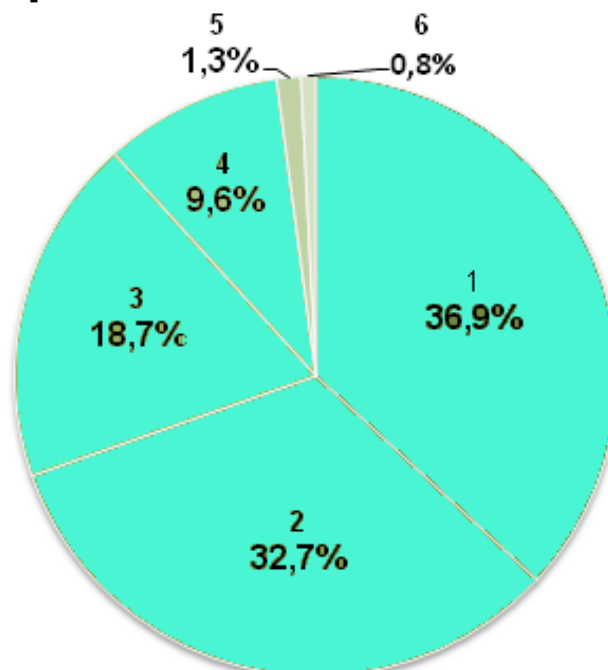


Рис. 3. Розподіл у відсотках загального обсягу постачання (126 млн. т нафтового еквіваленту) первинної енергії в Україні: 1 – природній газ; 2 – вугілля; 3 – атомна енергетика; 4 – нафта; 5 – біомаса; 6 – гідроенергетика.

Плани використання біомаси у названих програмах формувались виходячи з обсягів господарської діяльності на рівні 1990 року. Проте, в наступні роки глибокі структурні зміни в господарському комплексі України призвели до різкого зменшення ресурсної бази для розвитку біоенергетики. Поголів'я великої рогатої худоби та свиней зменшилось у два рази, стався спад виробництва

зернових культур в деякі роки, збільшилась площа лісів у заповідному фонді, у значній частині радіоактивно забруднених лісів заготівлю паливної деревини було заборонено. Тому при плануванні енергетичного використання біомаси необхідно виходити з сучасних обсягів господарської діяльності [4, 6, 8-11].

2. Використання біомаси для виробництва теплової енергії в Україні, 2012 р.

Вид палива з біомаси	Обсяг енергетичних біоресурсів		Доля споживання біопалив, %	Доля від потенціалу, %
	тис. т (*млн. м ³)	тис. т т.п..		
Солома	77	37	1,6	1
Лушпиння соняшнику	665	318	14,2	59
Дрова (населення)	2,0*	478	21,4	
Деревна біомаса	4000	1330	59,5	80
Біоетанол	52	48	2,1	4
Біодизель	0,32	0,01	0,01	0,01
Біогаз з відходів с.-г.	10*	7	0,3	2
Біогаз з полігонів ТПВ	26*	18	0,8	7
Разом:		2236	100	

Аналіз статистичних звітів показав, що в Україні в 2009 р. використання біомаси як палива становило: 2316 тис. м куб. дров, 318 тис. м куб. відходів деревини, 65 тис. т лушпиння соняшника, 12 тис. т костриці луб'яних культур, 1,8 тис. т стрижнів качанів кукурудзи, 0,7 тис. т зернових відходів, 1982 т т.п.. біогазу. В статистичній звітності не відображено використання для виробництва енергії твердих побутовий відходів, кори, лушпиння проса, рису, гречки, соломки льону. Сумарне енергетичне використання біомаси становило 777 тис. т т.п., що забезпечило лише 0,6 % від кінцевого споживання палива на енергетичні потреби. Найбільша частка біомаси у кінцевому споживанні палива досягнута у Волинській області - 6,5 %, Рівненській - 4,2 %, Чернігівській - 4,1 %, Житомирській - 3,8 %, Чернівецькій - 3,0 %, Хмельницькій - 2,3 % [4, 11].

В той же час, за статистичними даними, у 2010 р. значну кількість біомаси, придатної для виробництва енергії, було знищено або вивезено на звалища, а саме: 20 % відходів деревини, 5 % зернових відходів, 13 % стрижнів качанів кукурудзи, 21 % лушпиння соняшника, 3 % костриці луб'яних культур, 23 % чорного луку, що в

сумі еквівалентно 100 тис. т у.п. [4, 11]. Значною мірою біомаса використовується як корми, будівельні матеріали тощо.

Висновки

1. Сучасний енергетичний розвиток свідчить про те, що світові паливно-енергетичні проекти мають напрямок на використання відновлюваних джерел енергії, в т.ч., біоенергетики. Розвинуті країни світу інтенсивно переходять на біопалива, як на найбільш економічно вигідний та екологічно чистий вид енергії. За прогнозами спеціалістів, наприклад, щорічний обсяг використання твердого біопалива, у світі до 2020 р. збільшиться у 3 рази, тобто з 15 млн. т до 45 млн. т.

2. Загальні річні обсяги приросту біомаси в Україні оцінюються у 120 млн. т, а енергетичний потенціал вторинної біомаси становить біля 30 млн. т, що еквівалентно 22 млн. т т.п.. Проте, вітчизняна біоенергетика перебуває в стадії, що зароджується, як за обсягами, так і за якістю виробів. Враховуючи значну кількість побічної продукції та відходів аграрної, лісової і деревообробної промисловості України, виробництво і застосування біопалив 2020-2025 рр. має суттєво до 12-15 % підтримувати вітчизняний енергетичний баланс одночасно поліпшуючи екологічну ситуацію.

Список літератури

1. Новітні технології біоенергоконверсії: [монографія] / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуша, І.П. Григорюк [та ін.] – К.: Аграр Медіа Груп, 2010. – 326 с.
2. Все про біомасу: [науково-популярне видання] / Б.М. Берташ, В.Л. Галуша, Т.М. Микитин. – Рівне: Рівненський центр маркетингових досліджень, 2011. – 36 с.
3. Короткий словник-довідник найуживаніших термінів з екології, біотехнології та біоенергетики / Д.О. Мельничук, М.Д. Мельничук, В.А. Гайченко [та ін.] // За ред. акад. Д.О. Мельничука. – К.: НУБіП України, 2009. – 310 с.
4. Біоенергетична асоціація України [електронний ресурс]: – Режим доступу до журн.: www.uabio.org
5. Біоенергія в Україні – розвиток сільських територій та можливості для окремих громад: [науково-методичні рекомендації] / В.О. Дубровін, М.Д. Мельничук, Ю.Ф. Мельник [та ін.] – К.: НУБіП України, 2009. – 122 с.
6. Енергетичний потенціал біомаси в Україні / П.І. Лакида, Г.Г. Гелетуша, Р.Д. Василюшин [та ін.] / Навчально-науковий інститут лісового і садово-паркового господарства НУБіП України. – К.: НУБіП України, 2011. – 28 с.
7. Hall D.O. Biomass as a Modern Fuel. Environmental Impacts of Bioenergy / D. Hall, J. House // IEA Bioenergy Agreement Seminar. – Denmark: Shekkersten, September 1993. – P. 81-114.
8. Гелетуша Г.Г. Перспективы производства тепловой энергии из биомассы в Украине / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железная, Е.Н. Олейник // ENERGY. Нефть & Газ, № 5, 2013. – С. 48–53.
9. Гелетуша Г.Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 1. Солома / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железна,

О.І. Дроздова // Промышленная теплотехника. – К.: 2013. – Т. 35, № 3. – С. 56–63.

10. Гелетуха Г.Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 2. Деревина / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железна, О.І. Дроздова // Промышленная теплотехника. – К.: 2013. – Т. 35, № 4. – С. 56–62.

11. Энергетична стратегія України на період до 2030 р. [електронний ресурс]: – Режим доступу до журн.: <http://www.energetyka.com.ua>

Определена энергетическая целесообразность и перспективы производства в Украине топлива из вторичной биологической массы.

Биомасса, биотопливо, производство, биоэнергетика, перспективы.

Power expedience and prospects of production in Ukraine of fuel is certain from the second biomass.

Biomass, biological fuel, production, biological energy, prospects.

УДК 613:86:613.17

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕХНІКА ДЛЯ МУЛЬЧУВАННЯ РОСЛИННИХ РЕШТОК

В.Д. Гречкосій, Р.В. Шатров, кандидати технічних наук

Наведено важливість і необхідність подрібнення та використання рослинних решток. Подано технічну характеристику сучасних мульчувачів представлених в Україні фірм-виробників. Визначена ефективність внесення органічних добрив у ґрунт.

Технологія, органічне землеробство, мульчувач, технічна характеристика, фірма-виробник, машинний агрегат, економічна ефективність.

Постановка проблеми. Відомо, що органічне землеробство ґрунтується в основному на науково обґрунтованих сівозмінах, використанні рослинних решток, гною, компостів, сидеральних культур і виключенні застосування мінеральних добрив і пестицидів. Перевага органічної продукції у екологічній безпеці. Вона протидіє

© В.Д. Гречкосій, Р.В. Шатров, 2013

О.І. Дроздова // Промышленная теплотехника. – К.: 2013. – Т. 35, № 3. – С. 56–63.

10. Гелетуха Г.Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 2. Деревина / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железна, О.І. Дроздова // Промышленная теплотехника. – К.: 2013. – Т. 35, № 4. – С. 56–62.

11. Энергетична стратегія України на період до 2030 р. [електронний ресурс]: – Режим доступу до журн.: <http://www.energetyka.com.ua>

Определена энергетическая целесообразность и перспективы производства в Украине топлива из вторичной биологической массы.

Биомасса, биотопливо, производство, биоэнергетика, перспективы.

Power expedience and prospects of production in Ukraine of fuel is certain from the second biomass.

Biomass, biological fuel, production, biological energy, prospects.

УДК 613:86:613.17

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕХНІКА ДЛЯ МУЛЬЧУВАННЯ РОСЛИННИХ РЕШТОК

В.Д. Гречкосій, Р.В. Шатров, кандидати технічних наук

Наведено важливість і необхідність подрібнення та використання рослинних решток. Подано технічну характеристику сучасних мульчувачів представлених в Україні фірм-виробників. Визначена ефективність внесення органічних добрив у ґрунт.

Технологія, органічне землеробство, мульчувач, технічна характеристика, фірма-виробник, машинний агрегат, економічна ефективність.

Постановка проблеми. Відомо, що органічне землеробство ґрунтується в основному на науково обґрунтованих сівозмінах, використанні рослинних решток, гною, компостів, сидеральних культур і виключенні застосування мінеральних добрив і пестицидів. Перевага органічної продукції у екологічній безпеці. Вона протидіє

© В.Д. Гречкосій, Р.В. Шатров, 2013

несприятливому впливу навколишнього середовища, що знижує ризик багатьох захворювань. Відповідно ціни на таку продукцію до 50% вищі [4, 5].

Виробництво органічної продукції в Україні перебуває на початковому етапі розвитку. Площа земель під органічним землеробством в нашій державі сягає лише 0,66 % від загальної площі сільськогосподарських угідь, проте має тенденцію до збільшення. Провідними європейськими країнами за цим напрямком є Ліхтенштейн (26,87%), Австрія (18,5%) і Швеція (12,56%) від загальної площі (Institute Organic Agriculture FIBLE, Ackerstrasse, 2011).

Основним джерелом органічних добрив є гній. Відомо, що для повернення органіки у ґрунт необхідно на гектар ріллі в господарстві мати одну корову з приплодом. На жаль, поголів'я ВРХ за роки незалежності України в сільськогосподарських підприємствах зменшилось у 13,8 рази і становить за даними Державної служби статистики близько 1,5 млн. голів, або 0,08 голови ВРХ на гектар ріллі. Внесення органічних добрив за цей же час (1991-2012 р.р.) під посіви сільськогосподарських культур зменшилось майже у 22 рази і становить 0,3 т/га.

Тому актуальними є проблеми значного збільшення поголів'я ВРХ, а також використання органічних добрив рослинного походження.

Аналіз останніх досліджень. За вмістом азоту в поживних рештках культури розташовуються в такій послідовності: солома бобових культур, гичка цукрових буряків, стебла кукурудзи, солома зернових колосових [2, 3].

Так, наприклад, тонна подрібненої соломи, внесена на поверхню поля, за поживністю рівноцінна 3,5-4 тоннам гною. Проте слід врахувати, що для компенсації азоту, який витрачається на перепрівання тонни соломи, необхідно внести 10 кг діючої речовини азотних добрив.

Основним рослинним органічним добривом є подрібнена солома. Для її подрібнення використовують сучасні мульчувачі вітчизняного і зарубіжного виробництва. Проте відомості про них розпорошені, а ефективність використання недостатньо обґрунтована.

Метою досліджень було зменшити затрати праці й коштів на внесення органічних добрив у ґрунт за рахунок мульчування рослинних решток.

Матеріали та методика досліджень. Техніко-експлуатаційні характеристики сучасних мульчувачів систематизували і аналізували за даними вітчизняних і зарубіжних виробників.

Економічну ефективність технологій внесення і заробки органічних добрив у ґрунт обґрунтували за програмою і методикою кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту НУБіП України [1]. Використання машинних агрегатів для реалізації технологій внесення органічних добрив у ґрунт оцінювали за продуктивністю, затратами праці, витратою палива і приведеними витратами. Основним критерієм ефективності технологій прийнято мінімум приведених витрат.

Результати досліджень. Техніко-експлуатаційні характеристики мульчувачів провідних вітчизняних і зарубіжних виробників, які відповідають агротехнічним вимогам за якістю роботи, зокрема ступеню подрібнення і рівномірністю розподілення по полю, наведено в табл. 1-9.

Мульчувачі забезпечують такі показники якості: дрібних часток довжиною менше 100 мм більше 80%, ступінь нерівномірності розподілу – не менше 20%.

Цим вимогам відповідають сучасні зернозбиральні комбайні, обладнані подрібнювальними пристроями, а також спеціальні подрібнювачі (мульчувачі), агреговані з тракторами (табл. 1-9 і рис. 1). Проте подрібнення соломи зернозбиральним комбайном зменшує продуктивність на обмолоті хлібів до 15%. Слід зауважити, що мульчувачі можуть подрібнювати не тільки соломі, а й стерню грубостебельних культур (кукурудза, соняшник та ін.).

ТОВ НВП «БілоцерківМАЗ» пропонує мульчувачі в причіпному і напівначіпному варіанті (табл. 1).

1. Технічна характеристика подрібнювачів рослинних решток ТОВ НВП «БілоцерківМАЗ».

Показник	Марка		
	ПРЗ-2,0	ПН-2,0	ПН-4,0
Тип	Причіпний	Начіпний	
Ширина захвату, м	2,0	2,0	4,0
Робоча швидкість руху, км/год	8-12	8-12	
Теоретична продуктивність, га/год	1,6-2,4	1,6-2,4	3,2-4,8
Маса конструктивна, кг	880	740	1680
Агрегується з тракторами	МТЗ-80		ХТЗ-17221

Подрібнювати і розкидати соломі по полю можна зернозбиральним комбайном з подрібнювачем або машиною ПРС-2,1, агрегованою з трактором кл. 1,4 (табл. 2).

При русі агрегату вздовж валка соломи після зернозбирального комбайна машина ПРС-2,1 підбирає, подрібнює і розкидає соломі, залишаючи її на поверхні поля.

2. Технічна характеристика подрібнювача-розкидача соломи ПРС-2,1 (за даними УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого).

Показник	Значення показника
Конструктивна ширина захвату, м	2,1
Робоча швидкість руху, км/год	До 10
Ширина смуги розкидання соломи, м	3,9
Продуктивність за годину основного часу, га	3,9
Середній розмір подрібнених часток, мм	67,7
Габаритні розміри, м:	
- довжина	1,96
- ширина	2,5
- висота	0,96
Маса конструктивна, кг	775
Обслуговуючий персонал	1 (тракторист)
Виробник	ВАТ «Бердянськільмаш»

Високою якістю і продуктивністю відзначається подрібнювач рослинних решток ПРН 4,5 (табл. 3).

3. Технічна характеристика подрібнювача рослинних решток ПРН-4,5.

Показник	Значення показника
Тип	Напівначіпний
Робоча ширина захвату, м	4,5
Продуктивність за годину основного часу, га	4,5
Частота обертання ножів, хв. ⁻¹	1000
Габаритні розміри в робочому положенні, м:	
- довжина	4,85
- ширина	4,92
- висота	0,95
Агрегується з трактором, кл.	3
Маса конструктивна, кг	2200
Виготовлювач	Красилівський машинобудівний завод

За такою ж технологією, як і машина ПРС-2,1 працює подрібнювач соломи у валках MS 170 (Словенія) (табл. 4).

Практика свідчить, що подрібнювач MS 170 може виконати роботу двох-чотирьох зернозбиральних комбайнів. Він подрібнює соломку з валка зернових колосових і зернобобових культур, люпину, рису, сорго та ін. Сезонний наробіток подрібнювача сягає 1500 га без відмов за гарантією.

Технічні характеристики подрібнювачів (мульчувачів) рослинних решток американських компаній JOHN DEERE і RHINO подано в табл. 5 і 6. Мульчувачі RHINO пропонуються в начіпному і причіпному варіантах. Висока щільність розміщення ріжучих ножів

сприяє якісному подрібненню рослинних решток і рівномірному розподілу їх на поверхні поля. Довговічність роботи ножів забезпечує надтвердий сплав сталі і карбіду вольфрама.

4. Технічна характеристика подрібнювача MS 170.

Показники	Значення показників
Ширина захвату, м:	
конструктивна	1,7
робоча	6,5
Робоча швидкість руху, км/год	6-8
Продуктивність за годину основного часу, га	3,9-5,2
Тип різальних органів	Система рівних ножів і протиножів у корпусі
Кількість ножів, шт.	64
Кількість протиножів, шт.	65
Довжина подрібненої маси, см	2-3
Пропускна здатність, кг/с	4,4-16
Повнота збирання, %	97,9
Витрата палива, кг/га	1,5-4,2
Маса конструктивна, кг	443

Надійністю, якістю і продуктивністю в роботі відрізняються мульчувачі компанії KUNN (табл. 7). В залежності від обсягу роботи покупець може замовити подрібнювачі шириною захвату 2,36; 2,80; 3,23; 4,01; 4,80; 6,10 або 8,20 м.

5. Технічна характеристика подрібнювача John Deere 120.

Показник	Значення показника
Ширина захвату, м	6,1
Висота подрібнення (зрізу), мм:	
мінімальна	76
максимальна	254
Кількість ножів, шт.	160
Переріз ножів, мм	8×64
Кількість подрібнень за хвилину	240
Привід від ВВП, хв. ⁻¹	1000
Габаритні розміри, м:	
ширина	2,39
висота	1,22
- довжина	7,34
Маса конструктивна, кг	2100
Необхідна потужність трактора, кВт	125

6. Технічна характеристика подрібнювачів компанії Rhino.

Показник	Модель				
	RC 12	RC 15	RC 18	RC 20	RC 25
Робоча ширина захвату,	3,7	4,6	5,5	6,1	7,6

Закінчення табл. 6

Показник	Модель				
	RC 12	RC 15	RC 18	RC 20	RC 25
Кількість ножів, шт.	128	168	200	216	272
Привід від ВВП, хв. ⁻¹	1000				
Висота подрібнення (зрізу), мм:					
мінімальна	25				
- максимальна	46				
Маса конструктивна, кг	1830	2090	2130	2340	2860
Необхідна потужність трактора, кВт, для варіанту:					
начіпного	66	88	96	103	136
- причіпного	59	74	81	88	103

7. Технічна характеристика подрібнювачів компанії KUNN.

Показник	Марка						
	RM 240	RM 280	RM 320	RM 400	RM 480R	RM 610R	RMS 820
Робоча ширина захвату, м	2,36	2,80	3,23	4,01	4,80	6,10	8,20
Діаметр ротора, мм	647	647	647	703	620	620	730
Кількість V-подібних і молоткових ножів*	84	96	108	132	168	216	264
Мінімальна/максимальна потужність від ВВП, кВт	<u>45</u> 60	<u>52</u> 93	<u>60</u> 103	<u>84</u> 152	<u>110</u> 191	<u>140</u> 221	<u>206</u> 241
Маса конструктивна, кг	1195	1400	1820	2130	2600	3200	6600

Примітка: третина ножів – молоткові.



Рис. 1. Агрегат для подрібнення рослинних решток (MF 6499 + RM 610R).

Фірма KUNN випускає також подрібнювачі (мульчувачі) рослинних решток моделей ВК шириною захвату 2,3; 2,8 і 3,2м, а також моделей НК шириною захвату 2,8; 3,2; 4,05 і 4,95м з молотковими V-універсальними ножами.

Для подрібнення рослинних решток, у тому числі грубостеблових культур, можна скористатись мульчувачами компанії Quivogne (Франція) з вертикальними (мод. BL), (табл. 8) і горизонтальними (мод. ВР), (табл. 9) роторами.

8. Технічна характеристика мульчувачів моделі BL.

Показник	BL 4200	BL 4600	BL 6200	BL 8200	BL 9100	BL 12100
Спосіб агрегування	Начіпний			Причіпний		
Ширина захвату, м	4,20	4,60	6,20	8,20	9,10	12,10
Кількість роторів/ножів	3/9	3/9	5/15	5/15	5/15	7/21
Маса конструктивна, кг	1760	2405	3005	4105	5200	6800
Необхідна потужність трактора, кВт	59	88	147	191	199	221

Якісне подрібнення рослинних решток мульчувачами моделі BL забезпечується роторами з трилопасним кріпленням по 3 ножі на кожний. Вага ножа становить 7 кг, чим забезпечується якісне подрібнення рослинних решток, у тому числі грубостеблових культур (кукурудза, соняшник). Мульчувачі приводяться в дію від ВВП трактора з частотою обертання 540 або 1000 хв⁻¹. При транспортуванні причіпні машини складаються за допомогою гідравлічної системи на ширину не більше 2,9 м.

9. Технічна характеристика мульчувачів моделі ВР.

Показник	ВР 260/1	ВР 300/1	ВР 360/1	ВР 450/2	ВР 520/2	ВР 600/2
Ширина захвату, м	2,6	3,0	3,6	4,5	5,2	6,0
Кількість роторів	1	1	1	2	2	2
Кількість ножів	56	64	84	100	116	132
Маса конструктивна, кг	1200	1380	1850	2170	2550	2800
Необхідна потужність трактора, кВт	48	66	96	118	132	147

Мульчувачі моделі ВР обладнано широкопрофільними універсальними V-подібними ножами і молотковими для подрібнення рослинних залишків кукурудзи, соняшнику та інших грубостеблових культур. Робочі органи мульчувачів мають значний

запас міцності і можуть використовуватись також для подрібнення кущів діаметром стовбура до 6 см. Використання технології внесення побічної продукції як органічного добрива відзначається значною економічною ефективністю (табл. 10).

10. Порівняльна економічна ефективність технологій внесення і заробки органічних добрив у ґрунт.

Технологія	Операція	Склад агрегату	Економічні показники використання агрегатів на гектар			
			Продуктивність за годину, га	Затрати праці, люд.год	Витрати палива, кг	Приведені витрати, грн.
Внесення і заробка гною	1. Навантаження органічних добрив	МТЗ-80.1+ ПС-05/08	44,3 т (1,27 га)	0,79	7,0	156,45
	2. Транспортування (l=5км) і внесення орг. добрив (35 т/га)	МТЗ-80.1+ МТО-6	0,3	3,33	17,5	831,58
	3. Заробка орг. добрив у ґрунт (a=26 см)	ХТЗ-17021+ ПО-5	1,1	0,91	18,2	552,48
	Всього			5,03	42,7	1540,51
Подрібнення рослинних решток, внесення мін. добрив і мінімальний обробіток ґрунту	1. Подрібнення рослинних решток (9 т/га)	ХТЗ-17021+ ПН-4	3,2	0,31	5,9	124,74
	2. Навантаження мінеральних добрив (0,2 т/га)	МТЗ-80.1+ ПС-05/08	44,3 т (221,5 га)	0,01	0,04	0,89
	3. Транспортування (l=5км) і внесення мін. добрив (10 кг діючої речовини азоту на тонну решток)	МТЗ-80.1+ МВУ-6	10,0	0,10	1,0	26,53
	4. Мінімальний обробіток ґрунту (a=6 см)	ХТЗ-17021+ УДА-3,8-20	3,0	0,33	6,3	182,40
	Всього			0,75	13,24	334,56

Як видно з наведених даних, технологія внесення рослинних органічних добрив має переваги перед твердими органічними добривами (гноєм) за всіма економічними показниками: меншими затратами праці у 6,7 рази, витратою палива – 3,2 і приведеними витратами у 4,6 рази.

До того ж рослинні рештки у вигляді мульчі запобігають втраті вологи, а також дії вітрової і водної ерозії ґрунту.

Висновки

1. Сучасні мульчувачі рослинних решток вітчизняного і зарубіжного виробництва відповідають агротехнічним вимогам щодо якості подрібнення і рівномірності розподілу по полю і можуть бути використані як засоби механізації в системі органічного землеробства.

2. Аналіз ефективності технологій внесення рослинних решток і твердих органічних добрив у ґрунт свідчить про перевагу першої з них – меншими затратами праці у 6,7 рази, витратою палива – 3,2 і приведеними витратами – у 4,6 рази.

Список літератури

1. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу / Мельник І.І., Гречкосій В.Д., Бондар С.М. [та ін.]. – К.: Видавничий центр НАУ, 2004. – 151с.
2. Рожанський О. Доцільність повернення соломи в ґрунт та чинники, що впливають на ефективність цього заходу / О. Рожанський, О. Боднар // Техніка і технології АПК. – №8(23). – серпень. – 2011. – С. 27–29.
3. Рожанський О. Мало измельчают, нужно правильно распределять / Рожанский О., Кремсал В., Атаманюк О. // Зерно. – №5. – 2009. – С. 94–98.
4. Розвиток органічного виробництва / Федоров М.М., Ходаківська О.В., Корчинська С.Г. : за ред. М.М. Федорова, О.В. Ходаківської. – К.: ННЦ ІАЕ, 2011. – 146 с.
5. Рудницька О.В. Формування попиту на органічну продукцію в Україні: аналіз і перспективи / О.В. Рудницька // Економіка АПК. – 2005. – №10. – С. 116–120.

Приведена важность и необходимость измельчения растительных остатков. Подана техническая характеристика современных мульчивачей представленных в Украине фирм – производителей. Определена эффективность технологий внесения органических удобрений в почву.

Технологія, органічне земледілля, мульчивач, технічна характеристика, машинний агрегат, економічна ефективність.

The importance and need of crushing of plants remains is given. The technical characteristics of modern mulching machines presented by firms-producers in Ukraine is given. Technologies efficiency of putting of organic fertilizers to soil is defined.

Technology, organic agriculture, mulching machine, technical characteristics, machine unit, economic efficiency.

ПОРІВНЯННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА-ЗМІШУВАЧА

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.М. Рибалко, кандидат технічних наук
А.В. Гудова, здобувач

В роботі представлені результати теоретичних і експериментальних досліджень динаміки руху гвинтового конвеєра-змішувача під час пуску.

Динамічна модель, критерій оптимізації, надійність конструкції.

Постановка проблеми. Під час перехідних процесів в елементах конструкції та приводу виникають динамічні навантаження коливального характеру, які можуть в декілька разів перевищувати середні статистичні [1]. Дія цих динамічних навантажень може зменшити робочий ресурс машини і знизити надійність роботи конструкції, призвести до значних деформацій елементів конструкції [4].

Для усунення цього фактора пропонується зменшити динамічні навантаження шляхом вибору оптимальних законів руху.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Значні дослідження в області кінематики та динаміки руху гвинтових конвеєрів зроблені такими вченими як: Гевко Б. М. [15], Рогатинський Р. М. [11], Давидов Б. Л. [12], Комаров М. С. [13], Поліщук Л. К. [14]. Кінематичні і динамічні параметри системи гвинтовий конвеєр-вантаж і параметри ударного навантаження на гвинтовий робочий орган в період пуску показано в роботі [2]. Залежність ефективності роботи механізмів від характеристик режимів руху на ділянках перехідних процесів розглянуто в роботі [3].

Аналіз літературних джерел показує, що необхідно розширити дослідження впливу оптимізації режимів руху на роботу конвеєра-змішувача гвинтового типу.

Мета статті полягає в підтвердженні адекватності попередньо отриманих теоретичних результатів досліджень [6] з результатами експериментів, а також в установленні впливу оптимізації на зменшення динамічних навантажень.

Результати досліджень. Для теоретичного дослідження

динаміки руху гвинтового конвеєра-змішувача на ділянках перехідних процесів розроблена динамічна модель у вигляді чотиримасової пружно-коливальної системи з зосередженими масами і невагомими пружними ланками (рис.1), рух якої описується системою диференціальних рівнянь другого порядку (1) [5].

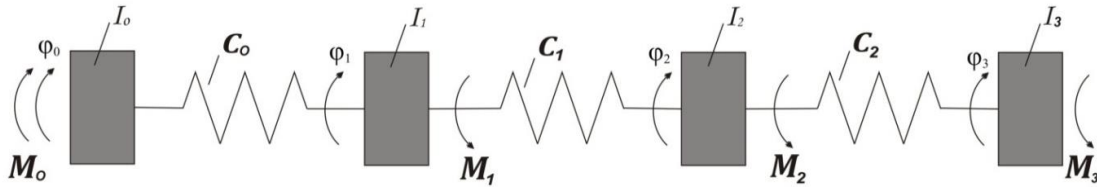


Рис. 1. Динамічна модель конвеєра-змішувача.

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - C_0 (\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - M_1; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - M_2; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 = C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - M_3, \end{cases} \quad (1)$$

де I_0, I_1, I_2, I_3 – відповідно моменти інерції ланок приводного механізму і елементів гвинтового вала з вантажем, який транспортується, що приведені до осі гвинта; $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – узагальнені кутові координати повороту зосереджених мас відповідно приводного механізму і елементів гвинтового вала з вантажем; M_0 – рушійний момент на валу двигуна, приведений до осі гвинтового вала; M_1, M_2, M_3 – моменти сил опору переміщенню вантажу на ділянках гвинтового вала; C_0, C_1, C_2 – відповідно зведена до осі гвинтового вала жорсткість ланок приводного механізму і жорсткість ділянок гвинтового вала, які представлені окремими елементами.

Результати дослідження динаміки пуску конвеєра-змішувача гвинтового типу показані на рис.2 [6].

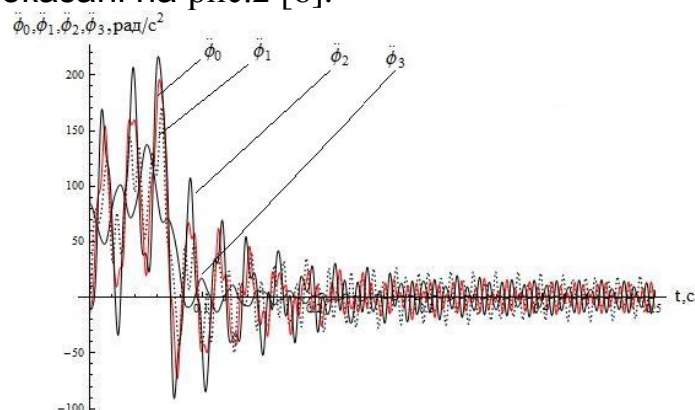


Рис. 2. Графік зміни кутових прискорень в процесі пуску конвеєра-змішувача гвинтового типу.

Отриманий графік показує коливальні процеси зміни прискорень мас конвеєра-змішувача на початку роботи. Наявність коливальних процесів призводить до виникнення динамічних навантажень в елементах конструкції і привода. Одним з способів зменшення навантажень є оптимізація режиму руху гвинтового конвеєра-змішувача на ділянці пуску.

Для оптимізації режимів руху обрано кількісну оцінку динамічних властивостей конвеєра-змішувача у вигляді інтегрального критерію, який відображає небажані властивості протягом всього циклу руху.

За критерій оцінки режиму руху змішувача на ділянці пуску приймемо середньоквадратичне відхилення кутових швидкостей другої $\dot{\varphi}_2$ і третьої $\dot{\varphi}_3$ мас:

$$\Delta\dot{\varphi}_{231} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} f_{231} dt \right]^{1/2}, \quad (2)$$

де t – час; t_1 – кінцевий момент часу закінченого циклу руху

конвеєра-змішувача; $f_{231} = (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 = \left(\frac{I_3}{C_2} \ddot{\varphi}_3 \right)^2$ – квадрат відхилень

кутових швидкостей другої та третьої мас.

Умовою мінімуму критерію (2) виступає рівняння Ейлера-Пуассона [10]:

$$\frac{\partial f_{231}}{\partial \varphi_3} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f_{231}}{\partial \dot{\varphi}_3} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} = 0. \quad (3)$$

Так як функція f_{231} залежить від $\ddot{\varphi}_3$, то рівняння (3) набуває вигляду:

$$\frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} = 2 \cdot \left(\frac{I_3}{C_2} \right)^2 \varphi_3 = 0. \quad (4)$$

Рівняння (4) має сенс, коли $\varphi_3 = 0$. Тоді загальний розв'язок рівняння має такий вигляд:

$$\varphi_3 = \frac{1}{120} A_0 t^5 + \frac{1}{24} A_1 t^4 + \frac{1}{6} A_2 t^3 + \frac{1}{2} A_3 t^2 + A_4 t + A_5. \quad (5)$$

де $A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ – постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов руху системи: $t = 0 \rightarrow \varphi_3 = \dot{\varphi}_3 = \ddot{\varphi}_3 = 0$; $t = t_1 \rightarrow \dot{\varphi}_3 = w_y, \ddot{\varphi}_3 = \ddot{\varphi}_3 = 0$, де w_y – усталена швидкість руху гвинтового вала.

На основі залежностей (1) і (5) з урахуванням постійних інтегрування визначені оптимальні режими руху, які представлені у вигляді графіків на рис. 3.

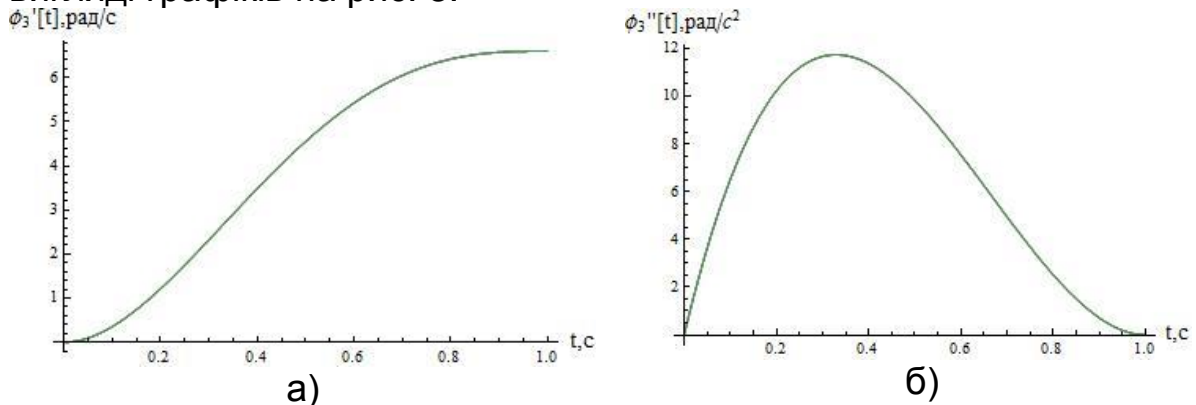


Рис. 3. Графіки зміни швидкості (а) і прискорення (б) оптимального режиму пуску конвеєра-змішувача гвинтового типу

Проаналізуємо результати дослідження динаміки пуску конвеєра-змішувача гвинтового типу без (рис. 2) і з (рис. 3,б) проведенням оптимізації.

За оптимального режиму руху (рис. 3,а) швидкість плавно збільшується від нуля до номінального значення. Номінальна швидкість досягається за 1 с.

Графік рис. 3,б наочно показує, що в початковий момент запуску змішувача момент зрушення вантажу супроводжується плавним збільшенням прискорення до максимального значення 12 рад/с^2 за $0,4 \text{ с}$, яке з часом плавно зменшується. В той же час на рис. 2 крива прискорень має виражений коливальний характер. Прискорення досягає максимального значення (200 рад/с^2), потім зменшується до значення -100 рад/с^2 , а далі амплітуда коливань поступово затухає. Отримані дані показують, що при оптимальному режимі пуску максимальне прискорення ланок системи в 16 раз менше відповідних прискорень при неоптимальному режимі, що призводить до більш, як на порядок зменшення динамічних навантажень в елементах конструкції.

Аналізуючи приведені результати, бачимо, що завдяки оптимізації зменшені до мінімуму коливання ланок системи, і, як наслідок, практично зникає дія динамічних навантажень, як в елементах привода, так і гвинтового вала конвеєра-змішувача.

Для реалізації оптимальних режимів руху використано частотний перетворювач, який здатний керувати струмом, напругою або частотою, тим самим забезпечуючи плавну безступінчасту зміну частоти обертання асинхронного двигуна. Це дозволяє зменшувати ударні перевантаження шляхом зниження пускових струмів; знизити

ймовірність перегріву двигуна; реалізувати оптимальний плавний пуск змішувача (навантаженого чи ненавантаженого) [7].

Результати досліджень. Для підтвердження результатів теоретичних досліджень проведено експеримент, для здійснення якого розроблена лабораторна установка (рис. 4).

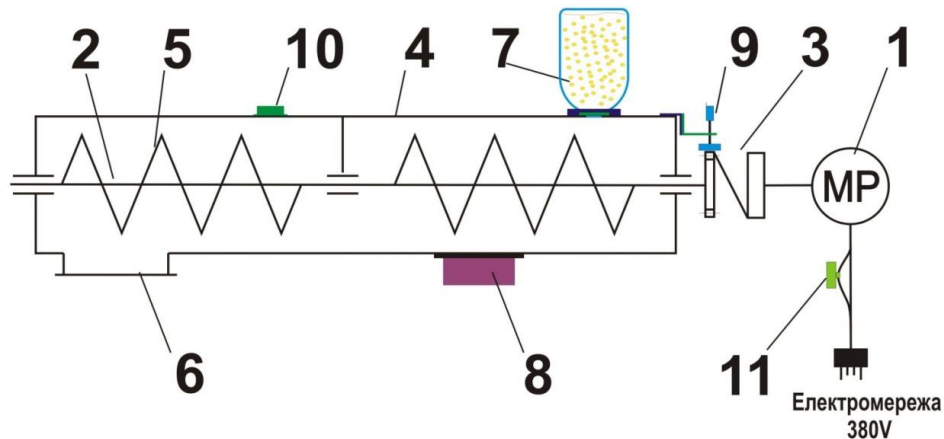


Рис. 4. Схема розробленої лабораторної установки.

Установка складається з гвинтового конвеєра-змішувача і привода, який змонтований на зварній рамі. Привод моделі здійснюється від трифазного електродвигуна змінного струму 1, потужністю 2,2 кВт і частотою обертання ротора 1420 об/хв через планетарний редуктор з передаточним відношенням 22,5.

Конвеєр-змішувач має гвинт 5, жолоб 4, розвантажувальне вікно 6, систему подачі матеріалу 7 і вібратор 8. Установка дозволяє проводити повноцінні експериментальні дослідження по визначенню динамічних навантажень під час пуску гвинтового змішувача.

Потужність на приводному валу вимірювалась через значення струму і напруги, які отримали за допомогою датчика струму 11 і мультиметра відповідно. Кутова швидкість на ведучому валу вимірювалась за допомогою датчика кутової швидкості 9. Вимірювання вібрації здійснювалось акселерометром 10, прикріпленого до кутиків жолоба. Оптимізація режиму руху реалізована за допомогою частотного перетворювача. Для зчитування сигналів з цих датчиків застосовувався підсилювач-перетворювач і персональний комп'ютер.

Експерименти по дослідженню динаміки руху проводились для таких комбінацій як: режим пуску змішувача без навантаження і з навантаженням; моделювався ударний режим роботи (який трапляється тоді, коли змішувач відновлює свою роботу після аварійної зупинки, тобто з заповненим жолобом). Здійснені різні режими пуску, а саме: ручний (різкий) і автоматичний (плавний).

Результати експериментальних досліджень динаміки пуску конвеєра-змішувача, представлені графіком зміни прискорення для реального режиму пуску конвеєра у навантаженому стані (рис. 5) і залежностями кутової швидкості і прискорення для оптимального режиму пуску (рис. 6).

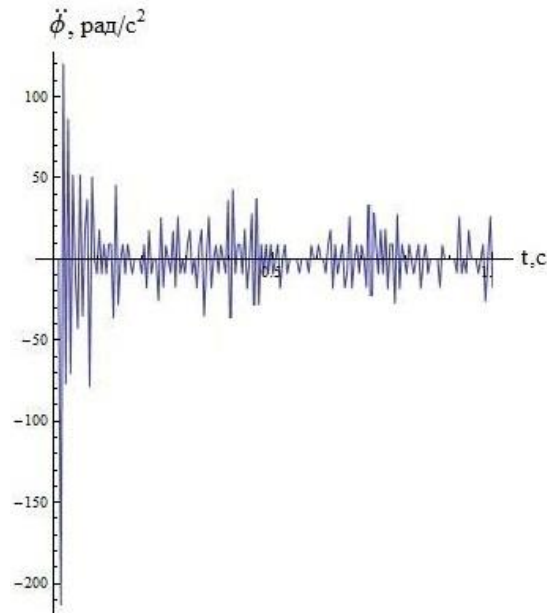


Рис. 5. Графік зміни кутового прискорення вала при пуску (реальний режим).

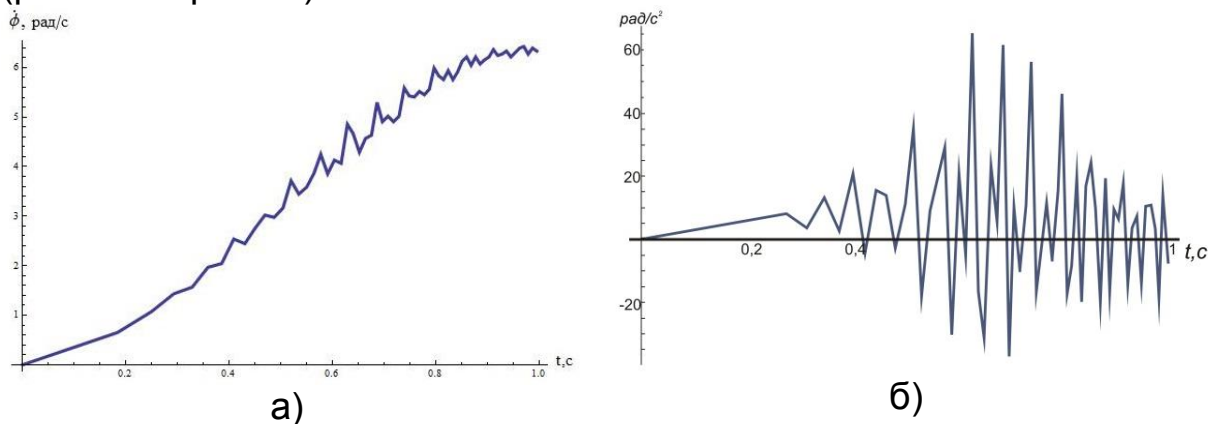


Рис. 6. Графіки зміни кутової швидкості (а) і прискорення (б) гвинтового вала при пуску (оптимальний режим).

Виходячи з графіків (рис.5 і рис.6,б), прискорення мають змінний коливальний характер як для першого, так і для другого режиму з амплітудою коливань від -200 до 100 рад/с² для реального режиму пуску і від -35 до 65 рад/с² для плавного режиму пуску.

При співставленні експериментальних даних з дослідженням динаміки руху змішувача, що отримані теоретично, бачимо, що в основному теоретичні і експериментальні криві близькі за величиною і характером змін. Виключення складає лише графік зміни прискорення під час оптимального режиму, де по даним

експерименту (рис. 6,б) спостерігається велика амплітуда коливань в порівнянні з відповідним графіком (рис. 3,б), отриманим теоретично, де крива має більш плавний характер зміни. Така різниця в отриманих результатах виникла через зроблені припущення в теоретичних розрахунках і через похибки експериментального обладнання.

В цілому ж порівняння теоретичних і експериментальних результатів підтвердило адекватність запропонованих математичних моделей, правомірність зроблених в результаті досліджень висновків і ефективність впровадження оптимальних режимів руху (так як плавність руху при пуску сприяє зменшенню динамічних навантажень).

Висновки

1. В результаті виконаних теоретичних досліджень отримані графіки реального і оптимального режиму руху гвинтового конвеєра-змішувача.

2. Порівняння результатів теоретичних досліджень динаміки руху з експериментальними даними підтвердило адекватність запропонованих математичних моделей і правомірність зроблених в результаті досліджень висновків.

Список літератури

1. *Давыдов Б. Л.* Статика и динамика машин / *Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов.* – М.: Машиностроение, 1967. – 431 с.
2. Динаміка гвинтових конвеєрів / *В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська, Л. Р. Рогатинська [та ін.]* // Вісник ТНТУ. – 2010. – Том 15. – № 3. – С. 100–105. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
3. *Ловейкин В. С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин : уч. пос. / *В. С. Ловейкин.* – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. *Паламарчук І. П.* Динамічні навантаження коливального характеру в гнучких спіральньо-фасонних конвеєрах поступального руху / *І. П. Паламарчук, М. В. Любін, О. А. Токарчук* // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – №1(57). – С. 46-48.
5. Динамические нагрузки машин и механизмов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: http://www.onlain-library.ru/teoriya_elektroprivoda.html. – Назва з екрану.
6. *Ловейкин В. С.* Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором / *В. С. Ловейкін, А. В. Яворська* // Motrol. – 2011. – Том 13В. – С. 124–129.
7. Проектирование электропривода [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://powergroup.com.ua/SEW-EURODRIVE-proectirovanie-electroprivoda> - Назва з екрану.
8. Процессы смешивания на комбикормовых предприятиях [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://samenkorn.ru/dosing-and-mixing-feed-components/85-mixing-processes-in-feed-factories.html> - Назва з екрану/

9. Ведомственные нормы технологического проектирования кормоцехов для животноводческих предприятий [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://files.stroyinf.ru/Data1/9/9286/>- Назва з екрану.
10. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів: Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11/ Гурик Олег Ярославович. – Тернопіль, 2003. – 188 с.
11. Ляшук О. Л. Дослідження динаміки процесу роботи гвинтового секційного конвеєра / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун // Науковий вісник ХДМІ. – 2011. – №1 (4). – С.215–221.
12. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов: Вища школа, 1989. – 176 с.
13. Давыдов Б. Л. Статика и динамика машин / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 431 с.
14. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
15. Поліщук Л. К. Дослідження динаміки привода конвеєра зі змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3(55). – С. 35–37.
16. Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І. Б. Гевко, А. О. Вітровий, О. Я. Гурик // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.

В работе представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики движения винтового конвейера-смесителя во время пуска.

Динамическая модель, критерий оптимизации, надежность конструкции.

In paper results of theoretical and experimental studies of dynamics of motion screw conveyor-mixer are presented.

Dynamic model, optimization criterion, reliability of construction.

УДК 621.867.133

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.М. Рибалко, кандидат технічних наук
О.Ю. Ткаченко, асистент***

9. Ведомственные нормы технологического проектирования кормоцехов для животноводческих предприятий [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://files.stroyinf.ru/Data1/9/9286/>- Назва з екрану.
10. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів: Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11/ Гурик Олег Ярославович. – Тернопіль, 2003. – 188 с.
11. Ляшук О. Л. Дослідження динаміки процесу роботи гвинтового секційного конвеєра / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун // Науковий вісник ХДМІ. – 2011. – №1 (4). – С.215–221.
12. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов: Вища школа, 1989. – 176 с.
13. Давыдов Б. Л. Статика и динамика машин / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 431 с.
14. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
15. Поліщук Л. К. Дослідження динаміки привода конвеєра зі змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3(55). – С. 35–37.
16. Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І. Б. Гевко, А. О. Вітровий, О. Я. Гурик // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.

В работе представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики движения винтового конвейера-смесителя во время пуска.

Динамическая модель, критерий оптимизации, надежность конструкции.

In paper results of theoretical and experimental studies of dynamics of motion screw conveyor-mixer are presented.

Dynamic model, optimization criterion, reliability of construction.

УДК 621.867.133

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.М. Рибалко, кандидат технічних наук
О.Ю. Ткаченко, асистент***

Наведено основні результати теоретичних досліджень та проведено оптимізацію режиму руху скребкового конвеєра для усунення коливань, що виникають в тяговому органі в період пуску. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень динаміки руху скребкового конвеєра.

Динамічні навантаження, привод, коефіцієнт опору, оптимальний режим руху.

Постановка проблеми. В процесі роботи скребкових конвеєрів у тяговому органі та елементах приводу виникають значні динамічні навантаження, що обумовлені пуском чи гальмуванням конвеєра, раптовим заклинюванням тягового органу, або в період усталеного руху. Теоретичними дослідженнями встановлено, що такі динамічні навантаження спричиняють виникнення коливальних процесів зі значною зміною швидкості та прискорення [5, 4].

Також відомо, що збільшення швидкості руху робочого органу конвеєра приводить до зменшення коефіцієнта опору переміщенню вантажу. А така падаюча характеристика тертя в механічних системах конвеєра зазвичай викликає коливальні процеси в них. Всі ці фактори призводить до зниження надійності роботи та передчасного руйнування конструкції скребкового конвеєра. У зв'язку з цим нами проведена оптимізація режиму руху конвеєра, що дозволяє мінімізувати коливання в ланках приводного механізму та гнучкому тяговому органі.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженню динамічних процесів, що виникають в конвеєрах з ланцюговим тяговим органом в період пуску та усталеного руху та побудові їх математичних моделей присвячено роботи [2, 9, 10].

Питання оптимального керування рухом механізмів різного призначення висвітлено в роботах [1, 3, 8]. В статті [6] наведено методику розв'язку оптимізаційних задач руху механічних систем за допомогою прямого варіаційного методу. Автори мінімізували середньоквадратичне значення динамічної складової приводного зусилля механічної системи.

Проте дослідження оптимізації режимів руху скребкових конвеєрів для транспортування сільськогосподарських вантажів практично не проводились.

Мета проведення експериментальних досліджень полягає у перевірці адекватності теоретичних досліджень з наступним порівнянням отриманих експериментальних залежностей з теоретичними.

Результати досліджень. Перед проведенням експериментальних досліджень динаміки руху скребкового конвеєра

були виконані теоретичні дослідження. Для цього було побудовано динамічну модель, яка відповідає реальній механічній системі й відображає основні її фізичні властивості (рис. 1).

При побудові моделі зроблено такі припущення: всі елементи скребкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, окрім елементів передавального механізму та тягового органу, які володіють пружними властивостями; корпус приводу конвеєра та вали тягових зірочок закріплені абсолютно жорстко.

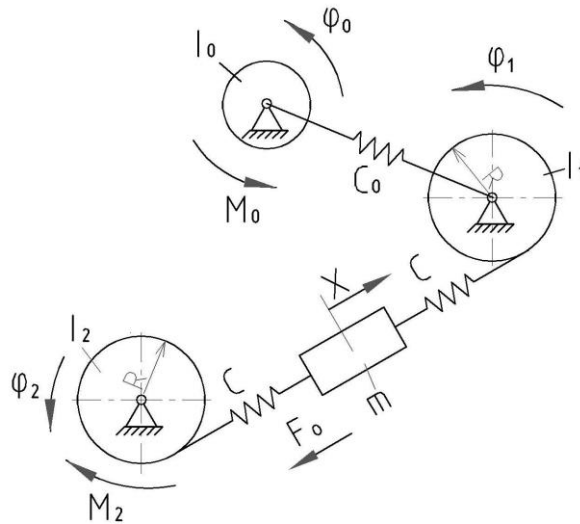


Рис. 1. Динамічна модель скребкового конвеєра.

Система диференціальних рівнянь, яка описує динамічні процеси в скребковому конвеєрі, складена на основі принципу Д'Аламбера і має такий вид:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - cR(\varphi_1 R - x); \\ m \ddot{x} = c(\varphi_1 R - x) - c(x - \varphi_2 R) - F_0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = cR(x - \varphi_2 R) - M_2, \end{cases} \quad (1)$$

де I_0 – момент інерції елементів приводного механізму, зведених до осі приводного валу; I_1, I_2 – моменти інерції приводного та натяжного валів конвеєра відносно власних осей обертання; $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – кутові координати повороту відповідно приводного механізму, приводної та натяжної зірочок конвеєра; x – лінійна координата центру мас робочої вітки конвеєра; m – маса, що зосереджена на робочій вітці конвеєра; c_0 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведений до осі повороту приводного валу; c – коефіцієнт жорсткості тягового ланцюга конвеєра; R – радіуси приводної і натяжної зірочок; M_0 – рушійний момент приводу, зведений до осі повороту приводного валу; M_2 – момент опору від

зачерпування скребками вантажу, зведений до осі повороту натяжного валу; F_o – сила опору переміщенню робочої вітки конвеєра.

Розв'язавши диференціальні рівняння системи (1) чисельним методом, який реалізовано за допомогою програмного продукту, отримано характеристики швидкості та прискорення, які представлено на графіках (рис. 2, 4). Наведені графіки відображають динаміку руху скребкового конвеєра при дійсному режимі руху та побудовані при таких параметрах динамічної моделі:

$$\begin{aligned} m &= 76 \text{ кг}; I_0 = 0,7435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; I_1 = I_2 = 0,00171 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ c_0 &= 7378 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}; c = 1,3 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}; R = 0,0535 \text{ м}; \\ M_2 &= 0,55 \text{ Н} \cdot \text{м}; F_o = 1350 \text{ Н}; v = 1,5 \text{ м} / \text{с}; t_1 = 1 \text{ с}. \end{aligned} \quad (2)$$

Для оптимізації керування руху досить часто використовують варіаційне числення, яке дає можливість отримати плавні керуючі функції, що дозволяє «пом'якшити» режим руху системи [6].

З рівнянь системи (1) виразимо лінійну координату центру мас робочої вітки конвеєра x , кутові координати повороту приводного механізму φ_0 , приводного барабану φ_1 , також рушійний момент M_0 , через кутову координату φ_2 та її похідні. При цьому рушійний момент має вигляд:

$$\begin{aligned} M_0 &= (mR^2 + I_0 + I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_2 + \left\{ \frac{I_0}{c_0} \left[\frac{c_0}{c} \left(m + \frac{2I_2}{R^2} \right) + mR^2 + I_1 + I_2 \right] + \right. \\ &+ \left. \frac{m}{c} \left[I_1 \left(1 + \frac{2I_2}{mR^2} \right) + I_2 \right] \right\} \varphi_2^{IV} + \frac{mI_0I_1I_2}{c_0c} \varphi_2^{VIII} + M_2 + F_oR. \end{aligned} \quad (3)$$

За критерій оцінки режиму руху конвеєра на ділянці пуску вибрано середньоквадратичне відхилення прискорень центра мас скребків і тягового органу в момент збігання з натяжного барабана:

$$I_{22} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} f_{22} dt \right]^{1/2}; \quad (4)$$

$$f_{22} = (\ddot{x} - \ddot{\varphi}_2 R)^2 = \left(\frac{I_2}{cR} \varphi_2^{IV} \right)^2. \quad (5)$$

де t_1 – тривалість розгону конвеєра.

Оскільки цей критерій відображає небажані властивості скребкового конвеєра, то його необхідно мінімізувати. Умовою мінімуму критерію (4) з підінтегральними виразом (5) є рівняння Ейлера-Пуассона [11]:

$$\frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f_{22}}{\partial \varphi_2} = 2 \left(\frac{I_2}{cR} \right)^{VIII} \varphi_2 = 0. \quad (6)$$

Останній вираз дорівнює нулю, коли $\varphi_2 = 0$.

Оптимізацію режиму пуску конвеєра здійснено при таких крайових умовах руху:

$$\text{при } t = 0 \Rightarrow \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \overset{VIII}{\ddot{\ddot{\varphi}}_2} = 0;$$

$$\text{при } t = t_1 \Rightarrow \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \ddot{\varphi}_2 = 0, \overset{IV}{\ddot{\ddot{\varphi}}_2} = 0, \varphi_2 = 0,$$

де ω_y – усталена швидкість повороту натяжного вала.

Послідовно інтегруючи рівняння $\overset{VIII}{\varphi_2} = 0$, враховуючи крайові умови руху на ділянці пуску отримаємо, оптимальний закон руху натяжного барабана. За допомогою цього режиму, використовуючи рівняння системи (1), отримано оптимальні режими руху інших ланок конвеєра конвеєра.

Побудовано графіки кутової швидкості $\dot{\varphi}_2$ (рис. 3) та кутового прискорення $\ddot{\varphi}_2$ (рис. 5) на валу натяжної зірочки за оптимального режиму руху при таких же параметрах динамічної моделі (2). Зміна кутової швидкості та кутового прискорення інших ланок конвеєра матиме такий же характер, як зображено на рис. 2, 5.

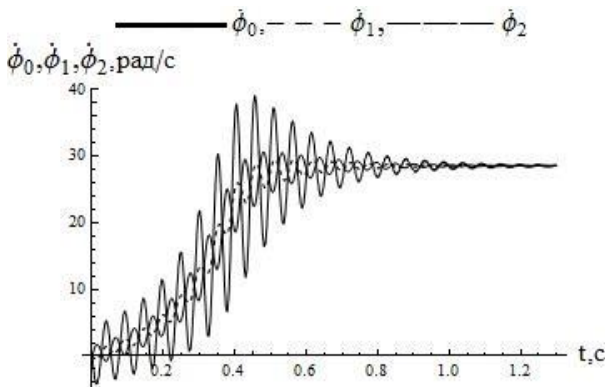


Рис. 2. Графік зміни кутових швидкостей $\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ без оптимізації режиму пуску.

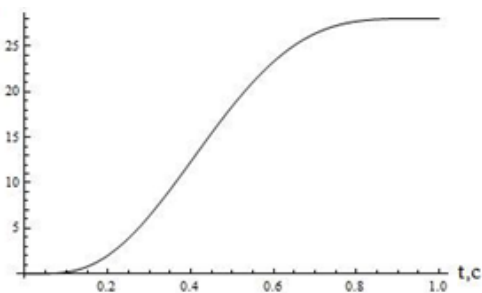


Рис. 3. Графік зміни кутової швидкості $\dot{\varphi}_2$ за оптимальним законом

Порівнюючи оптимальні графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення ланок конвеєра з графіками без оптимізації, можна зробити висновки, що такий режим пуску дав можливість мінімізувати коливання в ланках приводного механізму та гнучкому тяговому органі скребкового конвеєра, спричинені динамічними навантаженнями та забезпечив плавну зміну кутової швидкості та прискорення ланок скребкового конвеєра.

Експериментальні дослідження проводились на реальному об'єкті (натурне моделювання), оскільки це дає можливість найбільш достовірно виявити закономірності проходження досліджуваного процесу.

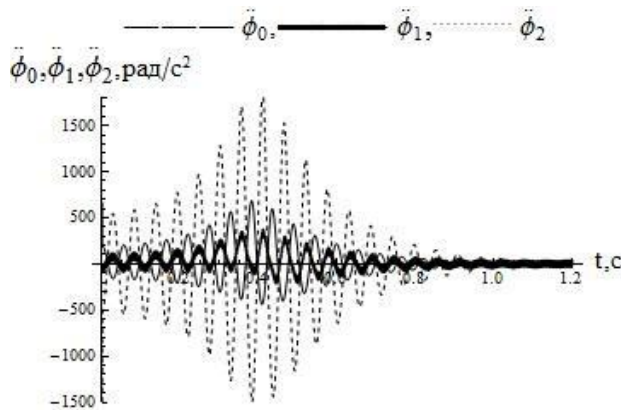


Рис. 4. Графік зміни кутових прискорень $\ddot{\phi}_0$, $\ddot{\phi}_1$, $\ddot{\phi}_2$ без прискорення $\ddot{\phi}_2$ за оптимальним режимом пуску.

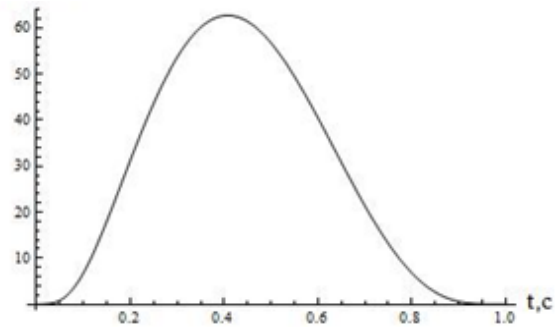


Рис. 5. Графік зміни кутового прискорення $\ddot{\phi}_2$ за оптимальним законом.

Програма експериментальних досліджень включає комплекс необхідних робіт, які дають можливість підтвердити попередні теоретичні положення про підвищення ефективності роботи конвеєра шляхом зменшення динамічних навантажень, що діють на тягові елементи конвеєра та привод на основі оптимізації режимів руху. Також експериментальними дослідженнями передбачається виявити вплив швидкості руху тягового органу, матеріалу скребків та жолоба на коефіцієнт опору руху.

Згідно з цим програма експериментальних досліджень включає:

- розробку та виготовлення натурної моделі скребкового конвеєра;
- підбір та розробка вимірювально-реєструючого обладнання для визначення основних параметрів руху натурної моделі;
- розробка програмного забезпечення для реалізації оптимального закону руху натурної моделі;
- проведення експериментів для визначення параметрів руху скребкового конвеєра при реальному режимі руху та при керуванні за оптимальним законом;
- проведення експериментів для дослідження залежності коефіцієнту опору від швидкості руху тягового органу, від фізико-механічних властивостей вантажу, що транспортується, від матеріалу жолоба та скребків;

- вибір методики для обробки масиву експериментальних даних.

Експериментальні дослідження проводились на скребковому конвеєрі типу ТС-40 (рис. 6), який складається з двох тягових ланцюгів 9 з прикріпленими до них скребками 10, приводної 7 та натяжної 8 зірочок. Приводна станція складається з асинхронного електродвигуна 1, шківів 2, 3 клинопасової передачі та зірочок 4, 5 ланцюгової передачі.

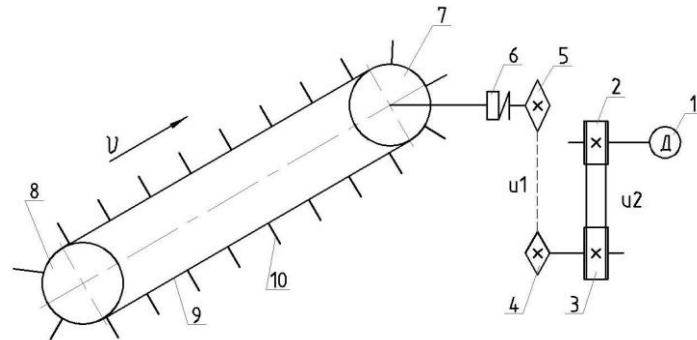


Рис. 6. Кінематична схема скребкового конвеєра.

В процесі роботи скребкового конвеєра виникає значний тяговий опір, який спричиняє швидке спрацювання тягових органів та виникнення значних енергетичних витрат. Тому скребки та дно жолоба скребкового конвеєра виготовлено з високоміцного поліетилену, який володіє такими властивостями: низький коефіцієнт поверхневого тертя, висока ударна міцність, стійкість до взаємодії хімічно агресивних середовищ та корозії, наявність «сазмашуючого» ефекту, стійкість до високих динамічних навантажень.

Загальний вигляд експериментальної установки удосконаленого скребкового конвеєра типу ТС-40 з вимірювально-реєструючим обладнанням зображено на рис. 7.

Привод скребкового конвеєра здійснюється від асинхронного електродвигуна АІР90L2. Керування електродвигуном здійснюється за допомогою частотного перетворювача Mitsubishi FR-D740 (рис. 8). Конструкція експериментальної установки скребкового конвеєра дозволяє реалізувати як ручне, так і комп'ютерне керування рухом.

При комп'ютерному керуванні частотний перетворювач підключають до клем електродвигуна, що дає можливість живити двигун струмом з частотою, яка буде змінюватись за заданим законом. Таке керування дає змогу проводити пуск на зупинку скребкового конвеєра за оптимальним законом з урахуванням всіх змінних параметрів.



Рис. 7. Загальний вигляд експериментальної установки з вимірювально-реєструючим обладнанням.



Рис. 8. Частотний перетворювач Mitsubishi FR-D740 для керування рухом скребкового конвеєра.

Суть комп'ютерного керування полягає в тому, що з персонального комп'ютера на частотний перетворювач надходить значення вихідної частоти напруги живлення двигуна. Частотний перетворювач змінює вихідну частоту і двигун змінює швидкість обертання вала за законом, що відповідає оптимальному режиму руху скребкового конвеєра. Протягом усталеного руху частотний перетворювач підтримує постійну частоту, яка відповідає номінальній швидкості конвеєра. Такий спосіб керування рухом дозволяє отримати плавний пуск та гальмування скребкового конвеєра, що забезпечує мінімізацію коливань в ланках приводного механізму та тягового органу. Основні параметри руху експериментальної установки скребкового конвеєра визначались за

допомогою вимірювально-реєструючого обладнання. Експерименти проводились як для реального режиму руху, так і для керованого за оптимальним законом.

Для визначення кутової швидкості використано датчик КМ16/1 (рис. 9, а). Це магніторезистивний датчик, принцип роботи якого заснований на тому, що сигнал із виходу датчика змінюється залежно від положення зубця металевої шестерні, оскільки змінюється напрям лінії магнітного поля. Таки чином, на кожен зуб шестерні припадає один період зміни сигналу із виходу датчика. Тому на ведучому валу скребкового конвеєра було встановлено шестерню (рис. 9, в). До кожуха конвеєра за допомогою кронштейнів було змонтовано датчик, який зчитував сигнали з зубців шестерні за певний проміжок часу. Обробивши ці сигнали отримано частоту обертання металевої шестерні, а отже і приводного валу скребкового конвеєра.

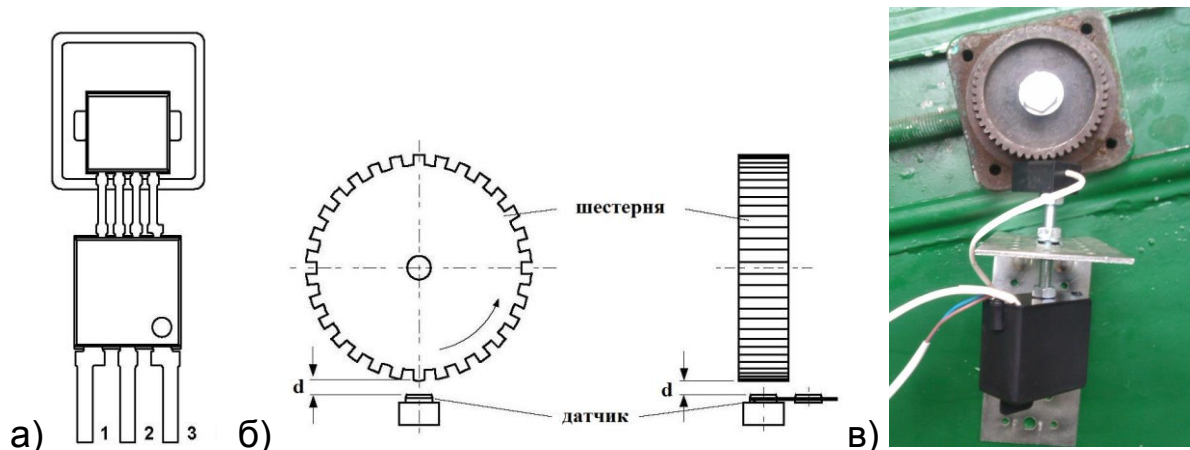


Рис. 9. Датчик кутової швидкості КМ16/1: а) зовнішній вигляд датчика; б) розташування датчика; в) датчик на експериментальній установці.

Для визначення енерговитрат, що виникають в процесі роботи скребкового конвеєра, необхідно дослідити зміну потужності залежно від режиму роботи (оптимального чи неоптимального). Потужність на приводному валу визначалась непрямым методом через значення струму і напруги.

Значення струму отримано з лінійного датчика струму Honeywell CSLA1CD відкритого типу, який працює на ефекті Холла. Призначений для безконтактного вимірювання постійного, змінного та імпульсного струмів в діапазонах $\pm 57 \dots \pm 950$ А та має аналоговий вихід. Датчик підключався послідовно до однієї з фаз двигуна (не нульової); його розташування на експериментальній установці показано на рис. 10.

Напруга визначалась високоточним цифровим мультиметром Mastech MS8218AC (рис. 11), який підключається до персонального комп'ютера (ПК) через порт RS-232 за допомогою кабеля. Програмне забезпечення дозволяє автоматично відкалібрувати прилад і за допомогою ПК опрацювати отримані дані. Вимірює середньоквадратичне значення величини постійної чи змінної напруги.



Рис. 10. Датчик струму

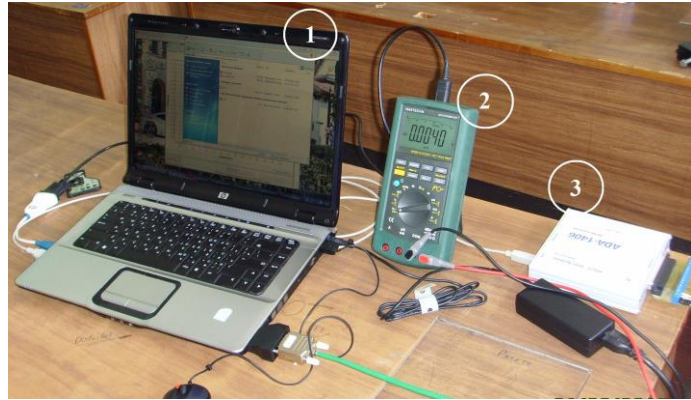


Рис. 11. Обладнання збору даних з експериментальної установки: 1) ПК; 2) Мультиметр; 3) Модуль АДА.

Для збору даних з датчиків використано багатofункціональний модуль вводу-виводу аналогових і дискретних сигналів ADA-1406 (рис. 11), який під'єднується до ПК. Збір і передача даних на ПК відбувається через канал USB для їх подальшої обробки.

Висновки

В результаті проведених досліджень:

- розроблено програму експериментальних досліджень динаміки руху скребкового конвеєра;
- вдосконалено існуючу конструкцію скребкового конвеєра типу ТС-40, яка дозволяє дослідити: режим руху конвеєра на ділянці пуску при дійсному режимі роботи (неоптимальному) та при керуванні рухом за оптимальним законом; залежність коефіцієнту опору від швидкості руху, матеріалу скребків та жолоба;
- підібрано вимірювально-реєструюче обладнання для визначення експериментальним шляхом основних параметрів руху натурної моделі.

Список літератури

1. Григоров О.В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О. Григоров, В. Ловейкін. – К. : ІЗМН, 1997. – 264 с.
2. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера / В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ. Серія: гірничо-електромеханічна. – 2008. – Вип. 16 (142). – С. 132–140.

3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Ловейкін В.С. Багатомасова модель динаміки руху скребкового конвеєра з урахуванням дисипативних сил / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). ПолтНТУ. – 2012. – Вип.1(31). – С. 35–43.
5. Ловейкін В.С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінним навантаженням в процесі пуску / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Motrol. – 2011. – 13В. – С. 42–48.
6. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / Ловейкін В.С., Ловейкін А.В., Ромасевич Ю.О. // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15, №1. – С. 7-13. – (механіка та матеріалознавство).
7. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму пуску скребкового конвеєра / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Вісник тернопільського національного технічного університету. – 2012. – №1(65). – С. 64–69.
8. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение. 1975. – 239 с.
9. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / І.М. Хорольський. – Львів, 1999. – 194 с.
10. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л.И. Чугреев. – М.: Недра, 1976. – 162 с.
11. Эльгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльгольц Л.Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

Приведены основные результаты теоретических исследований. Оптимизировано режим движения скребкового конвейера для устранения колебаний, которые возникают в тяговом органе в период пуска. Разработана методика проведения экспериментальных исследований динамики движения скребкового конвейера.

Динамические нагрузки, привод, коэффициент сопротивления, оптимальный режим движения.

The main results of theoretical researches are given. Movement modes of scraper conveyor for elimination of fluctuations which arise in traction body during start-up are optimized. Technique of carrying out pilot studies of motion dynamics of scraper conveyor is devised.

Dynamic loadings, drive, resistance coefficient, optimum movement modes.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕНЕРГЕТИЧНОГО БАЛАНСУ МЕТАНТЕНКА

С.Є. Тарасенко, кандидат технічних наук

Розглянуті принципи методика розрахунку енергетичного балансу метантенка. Проаналізовані фактори, які беруть участь у формуванні методики розрахунку енергетичного балансу метантенка.

Методи, енергетика, баланс, метантенк.

Постановка проблеми. Розрахунок енергетичного балансу метантенку полягає в визначенні енергії, що надходить від сталювання одержаного біогазу і порівнянні її з енергією, що затрачається на виробництво самого біогазу (обігрівання метантенку, втрат тепла в довкілля і роботу перемішуючого пристрою) [1]. Ефективність біогазової установки визначається за коефіцієнтом товарності біогазової установки, її річною енергетичною ефективністю та економією умовного палива за рахунок отриманого протягом року біогазу [2].

Аналіз останніх досліджень. Методика розрахунку теплового балансу метантенка представлена в [3].

Згідно [4], втрати енергії в метантенку визначаються за формулою:

$$E_{T.M} = E_{\Pi} + E_{Д} + E_{Miu},$$

де $E_{T.M}$ – втрати тепла в метантенку, МДж/добу; E_{Π} – втрати тепла на підігрівання субстрату до температури бродіння, МДж/добу; $E_{Д}$ – втрати енергії в довкілля, МДж/добу; E_{Miu} – витрата енергії на перемішування субстрату в процесі бродіння, МДж/добу.

Кількість теплоти, яка витрачається на підігрівання завантаженої протягом доби біомаси до температури процесу бродіння визначається як:

$$E_{\Pi} = M_{доб} \cdot c_c \cdot (T_{бр} - T_{бм}),$$

де $M_{доб}$ – маса субстрату, що завантажується в метантенк за добу, кг/добу; c_c – теплоємність субстрату, МДж/(кг·К); $T_{бр}$ – температура бродіння, °К; $T_{бм}$ – температура біомаси, що завантажується в метантенк, °К.

Враховуючи, що:

$$T = 237,15 + t,$$

де t – температура, °С, формула записується в вигляді:

$$E_{II} = M_{\text{доб}} \cdot c_c \cdot (t_{\text{бр}} - t_{\text{бм}}),$$

де $t_{\text{бр}}$ – температура бродіння, °С; $t_{\text{бм}}$ – температура бродіння, °С; $t_{\text{бм}}$ – температура біомаси, що завантажується в метантенк, °С.

Масу субстрату, що завантажується в метантенк за добу $M_{\text{доб}}$, визначається за попередньою формулою.

Середнє значення теплоємності субстрату c_c становить $4,18 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·К).

Температура завантаженої біомаси t_m залежить від способу її завантаження в метантенк. Якщо масу для зброджування беруть зі сховища для гною, то її температура дорівнює температурі повітря доквілля. Якщо маса поступає безпосередньо з тваринницького корпусу, то її температура така ж, як в приміщенні комплексу. Оптимальні параметри мікроклімату в тваринницьких приміщеннях наведені.

Температура бродіння залежить від прийнятого в проекті типу бродильного процесу; для термофільного бродіння $t_{\text{б}}=52-54$ °С; для мезофільного – $t_{\text{б}}=32-34$ °С.

Тому, **метою досліджень** є методика розрахунку енергетичного балансу метантенка.

Результати досліджень. Тепловтрати від метантенка в доквілля E_d визначаються за формулою:

$$E_d = k \cdot S_M \cdot (t_{\text{бр}} - t_{\text{д}}),$$

де E_d – втрати енергії в доквілля, Вт; k – коефіцієнт теплопередачі від субстрату до доквілля Вт/(м²·К); S_M – площа зовнішньої поверхні метантенка, м²; $t_{\text{д}}$ – температура доквілля, °С.

З врахуванням того, що 1 Вт·год становить 3600 Дж, тепловтрати від метантенка в доквілля E_d , що виражаються в МДж/добу, визначаються за формулою:

$$E_d = 0,0036 \cdot k \cdot S_M \cdot (t_{\text{бр}} - t_{\text{д}}) \cdot \tau,$$

де E_d – втрати енергії в доквілля, МДж/добу; τ – число годин в добі.

Значення середньомісячної температури повітря по регіонах України представлено в табл. Е.3 додатка Е.

Площа зовнішньої поверхні метантенка S_M для циліндричного метантенка становить:

$$S_M = \Pi_M \cdot H + \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \pi \cdot D \cdot H + \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \pi \cdot D \cdot \left(H + \frac{D}{4} \right).$$

де Π_M – периметр метантенка, м; H – висота метантенка, м; D – діаметр метантенка, м.

Коефіцієнт теплопередачі k визначається за формулою:

$$k = \frac{1}{R_3 + R_{I3}},$$

де R_3 – термічний опір теплопередачі на зовнішній поверхні, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; R_{I3} – термічний опір теплопровідності теплоізоляційного шару, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Термічний опір тепловіддачі на зовнішній поверхні R_3 визначається з виразу:

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_3},$$

де α_3 – коефіцієнт теплообміну на зовнішній поверхні метантенка, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплообміну на зовнішній поверхні метантенка α_3 залежить від швидкості вітру:

$$\alpha_3 = 11,6 + 7 \cdot \sqrt{v_6},$$

де v_6 – швидкість вітру, $\text{м}/\text{с}$.

Значення середньомісячної швидкості вітру по регіонах України представлено.

Термічний опір теплопровідності теплоізоляційного шару R_{I3} визначається за формулою:

$$R_{I3} = \frac{\delta_{CM}}{\lambda_{CM}} + \frac{\delta_{IM}}{\lambda_{IM}},$$

де δ_{CM} – товщина стінки метантенка, м ; δ_{IM} – товщина шару теплоізоляції метантенка, м ; λ_{CM} – коефіцієнт теплопровідності стінки метантенка, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; λ_{IM} – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції метантенка, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів, з яких виготовляються метантенки і можливих утеплювачів метантенків представлені.

Матеріалом для виготовлення метантенків, як правило, слугують бетон і сталь. Для утеплення метантенків можна застосовувати мінеральну вату, вулканітове волокно та інші матеріали з невеликим коефіцієнтом теплопровідності. Також у випадку заглиблених метантенків теплоізоляційним матеріалом слугує ґрунт.

Витрата енергії на механічне перемішування субстрату в метантенку визначається за формулою:

$$E_{Miu} = q \cdot V_M \cdot z,$$

де E_{Miu} – витрата енергії на перемішування субстрату в процесі бродіння, Вт ; q – питоме навантаження на мішалку, $\text{Вт}/\text{м}^3 \cdot \text{год}$; V_M – об'єм метантенка, м^3 ; z – тривалість роботи мішалки протягом доби,

год.

Якщо виразити витрату енергії на механічне перемішування субстрату в метантенку через МДж/добу, формула набуде вигляду:

$$E_{Miu} = 0,0036 \cdot q \cdot V_M \cdot z.$$

Питоме навантаження на мішалку q становить приблизно 50 Вт/м³·год. За добу мішалка включається через кожні 4 год на 15-20 хв, тобто працює на протязі приблизно 2 год.

Розраховувати втрати тепла на підігрівання субстрату до температури бродіння E_{Γ} і втрати енергії в довкілля $E_{\text{д}}$ можна декількома способами.

Найбільш точним є спосіб, коли втрати енергії в довкілля визначаються помісячно залежно від середньомісячних температур і швидкості вітру, після чого за їх значеннями розраховується повні щомісячні втрати тепла в метантенку, а повна добова втрата тепла в метантенку визначається як середня з щомісячних втрати тепла. Менш точним є спосіб, коли теплові втрати в навколишнє середовище визначаються для самого холодного і самого теплого періодів, а за розрахункову величину приймаються їх середньоарифметичні значення. Але оскільки втрати енергії в довкілля, як правило, набагато нижчі втрат тепла на підігрівання субстрату до температури бродіння, допустимо визначати втрати енергії в довкілля за третім способом, коли за температуру довкілля приймається середньорічна температура, а за швидкість вітру – середньорічна швидкість вітру.

Знаючи повні втрати тепла в метантенку доцільно порівняти їх з можливою виробленою енергією отриманого біогазу.

Енергія біогазу, яка виробляється протягом доби, визначається за формулою:

$$E_{\text{б}} = V_{\text{б}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{б}},$$

де: $E_{\text{б}}$ – енергія біогазу, яка виробляється протягом доби, МДж/добу; $V_{\text{б}}$ – об'єм виробленого за добу біогазу, м³/добу; $Q_{\text{н}}^{\text{б}}$ – нижча теплота згоряння біогазу, МДж/м³.

Об'єм виробленого за добу біогазу визначається за формулою:

$$V_{\text{б}} = \frac{m_{\text{ACP}} \cdot b \cdot j}{100}.$$

де: m_{ACP} – кількість абсолютно сухої речовини гною, що завантажується в метантенк за добу, кг/добу; b – вихід біогазу з одиниці органічної речовини, м³/кг; j – ступінь розкладання органічної речовини, %.

Маса абсолютно сухої органічної речовини гною m_{ACP} визначається із виразу:

$$m_{ACP} = \frac{M_{\text{доб}} \cdot (100 - W_r^H)}{100}$$

де $M_{\text{доб}}$ – добова маса сировини, що надходить на переробку, кг/добу; W_r^H – необхідна відносна вологість гною, %.

Максимальний вихід біогазу b на стадії найбільш інтенсивного метаногенезу залежить від хімічного складу біомаси, який визначається видом тварин і відповідно раціоном, який вони одержують. Із 1 кг сухої речовини гнойової біомаси, внесеної в реактор біогазової установки, теоретично можна одержати в середньому 0,4-0,6 м³ біогазу. Враховуючи те, що лише 40-50% сухої речовини гною у процесі метаногенезу трансформується в біогаз, реальний вихід біогазу із 1 кг сухої речовини гною великої рогатої худоби становить у середньому 0,2-0,5 м³, а з еквівалентної маси свинячого гною – 0,3-0,7 м³ (при умові, що реактор працює на мезофільному режимі). Із біомаси курячого посліду біогазу виходить більше, ніж із гною великої рогатої худоби або свиней. При ферментації екскрементів від однієї тварини можна отримати біогазу в середньому за добу: великої рогатої худоби (жива маса 500-600 кг) – 1,5 м³, свиней (жива маса 80-100 кг) – 0,2 м³, курей або кролів – 0,015 м³. Середній вихід біогазу із різних субстратів при роботі метантенка на мезофільному режимі представлений.

Ступінь розкладання органічної речовини під час метанового бродіння z представлений в табл. 3.2 додатка 3.

Нижча теплота згоряння біогазу Q_H^6 визначається за формулою Д.І. Менделєєва:

$$Q_H = 128CO + 108H_2 + 234H_2S + 339CH_4 + 589C_nH_m,$$

де Q_H – нижча теплота згоряння, кДж/кг; CO , H_2 , CH_4 , C_nH_m – склад газоподібного палива, відсотки за об'ємом при нормальних умовах (0 °С, тиск 760 мм рт.ст.).

Теплоту згоряння біогазу, що містить вологу, підраховують за формулою:

$$Q_H^W = 0,805 \cdot Q_H / (0,805 + W);$$

де Q_H^W – нижча теплота згоряння палива, що містить вологу, кДж/кг; 0,805 – маса 1 м³ водяної пари, кг; W – вміст вологи в 1 м³ газу, кг.

Корисне загальнодобове виробництво енергії біогазовою установкою визначається виразом:

$$E_{к.б} = E_{б} - E_{Т.М}.$$

де $E_{к.б}$ – корисне загальнодобове виробництво енергії біогазовою установкою, МДж/добу

Коефіцієнт товарності біогазової установки становить:

$$K_{\delta} = \frac{E_{к.б}}{E_{\delta}},$$

де K_{δ} – коефіцієнт товарності біогазової установки.

Річна енергетична ефективність біогазової установки визначається за формулою:

$$PEE_{\delta} = E_{к.б} \cdot t_{роб.р\acute{и}чн.},$$

де PEE_{δ} – річна енергетична ефективність біогазової установки, МДж/рік; $t_{роб.р\acute{и}чн.}$ – річний час роботи біогазової установки, діб.

Економія умовного палива за рахунок отриманого протягом року біогазу становить:

$$B_{y.n.} = \frac{PEE_{\delta}}{Q_y},$$

де $B_{y.n.}$ – річна економія умовного палива, кг; Q_y – теплота згорання умовного палива, МДж/кг.

Висновок. Вважають, що біогазова установка виробляє біогаз впродовж 350 діб (на профілактичний ремонт біогазової установки дається 15 діб). За умовне паливо приймається кам'яне вугілля з нульовою вологістю, теплота згорання якого становить 7000 кКал/кг (29,3 МДж/кг).

Список літератури

1. *Етиловий спирт* / В.М. Стабников, П.М. Мальцев, І.М. Ройтер, Б.Д. Метюшов ; за ред. В.М. Стабникова. – К.: Державне видавництво технічної літератури УРСР, 1959. – 336 с.
2. *Про стан використання біодизеля та біоетанолу у світі та в Україні. Аналітична записка* / [Електронний ресурс] / Экологические системы. Электронный журнал энергетической компании ЭСКО. – 2009. – № 6. – 19/03/2010 // Режим доступу до журн.: http://esco-ecosys.narod.ru/2009_6/art026.htm.
3. *Мировой рынок биоэтанола в 2007 году* / [Електронний ресурс] / Abercade Consulting. 18/03/2010 // Режим доступу до журн.: <http://www.abercade.ru/research/analysis/425.html>.
4. *Василов Р.Г.* Перспективы развития биотоплива в России. Сообщение 2. Биоэтанол / Р.Г. Василов / Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т.3. – №2. – С. 50–60.
5. *Енергобіотехнологія* : [курс лекцій для студ. Сільськогосп. Вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова. – К.: Холтех, 2010. – 248 с.

Рассмотрены принципы методики расчета энергетического баланса метантенка. Проанализированы факторы, которые участвуют в формировании методики расчета энергетического баланса метантенка.

Методы, энергетика, баланс, метантенк.

Principles of method of calculation of energy balance digesters. Factors that are involved in shaping methodology of calculation of energy balance digesters.

Methods, energy balance, digesters.

УДК 631.5

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ БІОЛОГІЧНОЇ ВРОЖАЙНОСТІ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ

***В.М. Зубко, кандидат технічних наук
Сумський національний аграрний університет***

Стаття присвячена питанню підвищення врожайності озимої пшениці, шляхом ефективного використання сільськогосподарських машин, що роблять істотний вплив на рівень ефективності вирощування сільськогосподарських культур.

Озима пшениця, біологічні особливості, сільськогосподарські машини, збереження біологічної врожайності.

Постановка проблеми. Проблема полягає в тому, що необґрунтоване використання енергетичних засобів та с.-г. машин, при вирощуванні та збиранні озимої пшениці, супроводжується високими втратами врожаю, що веде до зростання собівартості кінцевої продукції, збільшення засміченості поля падалицею і, як результат, до зростання витрат на його післязбиральний обробіток.

Аналіз останніх досліджень. Аналізуючи історію з початку минулого століття – революції, голодомори, дві світові війни, постійні перебудови забрали найбільшу кількість населення на території України. В той же час населення, земного шару збільшується і через декілька десятиліть буде становити близько дев'яти мільярдів чоловік, а це критична чисельність, яку може прогодувати земля. Якщо у 1950 році у світі на 1 га землі припадало менше 2 чоловік, у 2000 році – більше 4, то вже у 2030 році їх буде більше 7 чоловік. Стає очевидним, що найбільш прибутковим бізнесом є виробництво продукції рослинництва [1].

При вирощуванні зернових культур завжди виділяють дві складові врожаю: основна продукція – зерно та побічна – солома. Зібраний врожай зернових є головним джерелом для виробництва продуктів харчування для людства, високоенергетичних та продуктивних кормів для різних сільськогосподарських тварин,

© В.М. Зубко, 2013

Principles of method of calculation of energy balance digesters. Factors that are involved in shaping methodology of calculation of energy balance digesters.

Methods, energy balance, digesters.

УДК 631.5

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ БІОЛОГІЧНОЇ ВРОЖАЙНОСТІ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ

***В.М. Зубко, кандидат технічних наук
Сумський національний аграрний університет***

Стаття присвячена питанню підвищення врожайності озимої пшениці, шляхом ефективного використання сільськогосподарських машин, що роблять істотний вплив на рівень ефективності вирощування сільськогосподарських культур.

Озима пшениця, біологічні особливості, сільськогосподарські машини, збереження біологічної врожайності.

Постановка проблеми. Проблема полягає в тому, що необґрунтоване використання енергетичних засобів та с.-г. машин, при вирощуванні та збиранні озимої пшениці, супроводжується високими втратами врожаю, що веде до зростання собівартості кінцевої продукції, збільшення засміченості поля падалицею і, як результат, до зростання витрат на його післязбиральний обробіток.

Аналіз останніх досліджень. Аналізуючи історію з початку минулого століття – революції, голодомори, дві світові війни, постійні перебудови забрали найбільшу кількість населення на території України. В той же час населення, земного шару збільшується і через декілька десятиліть буде становити близько дев'яти мільярдів чоловік, а це критична чисельність, яку може прогодувати земля. Якщо у 1950 році у світі на 1 га землі припадало менше 2 чоловік, у 2000 році – більше 4, то вже у 2030 році їх буде більше 7 чоловік. Стає очевидним, що найбільш прибутковим бізнесом є виробництво продукції рослинництва [1].

При вирощуванні зернових культур завжди виділяють дві складові врожаю: основна продукція – зерно та побічна – солома. Зібраний врожай зернових є головним джерелом для виробництва продуктів харчування для людства, високоенергетичних та продуктивних кормів для різних сільськогосподарських тварин,

© В.М. Зубко, 2013

використовується як сировина для промисловості і для отримання біоенергії.

Зернові культури у світі займають близько 35% земель, які використовуються у рослинництві. Внаслідок використання численних видів, форм і сортів ярих та озимих зернових культур, отриманих селекційним шляхом, вирощування їх можливе при різних ґрунтових і кліматичних умовах. Тому частка зернових в ріллі на легких і важких ґрунтах, а також в умовах аридних і гумідних зон відносно рівномірна, хоча врожайність коливається у досить великому діапазоні. На частку зернових в ріллі великий вплив мають економічні умови [2].

В технології виробництва с.-г. культур механізація технологічних процесів займає особливе місце. У наукових працях Погорілого Л.В. [3], Натанзона І.Й. [4], Фінна Е.А. [5, 6], Діденка М.К. [7], Мельника І.І. [8] та інших були глибоко досліджені питання комплектування машинних агрегатів для обґрунтування раціональних комплексів машин та машинно-тракторного парку, розроблені методики обґрунтування раціонального складу комплексу машин для виробництва с.-г. культур з урахуванням різних критеріїв оптимізації.

За дослідженнями Я. М. Михайловича кількість дієздатних тракторів з 2003 року скоротилась на третину і на сьогодні складає майже 100 тис. одиниць. Також встановлено, що наявні в господарствах с.-г. машини не мають оптимальних умов зберігання, що знижує їх строк експлуатації [9].

Дослідженнями А.А. Демка встановлено, що кількість комбайнів не відповідає потребі, а наявні – гранично застарілі та спрацьовані, що веде до зниження врожаю під час збирання культур [10]. Тому сьогодні, як ніколи, є актуальним питання оновлення машинно-тракторного парку господарств. Від того, на скільки «вірно» будуть вибрані енергетичний засіб та с.-г. машина, залежить і ефективність ведення господарювання, і вплив на екологію, і спадок майбутньому поколінню.

Мета досліджень є дослідити структуру «втрат» зерна при вирощуванні та збиранні озимої пшениці.

Результати досліджень. Посіви зернових дуже важливі для підтримання екологічного балансу так як виробляють багато кисню. Один гектар посівів виділяє за вегетаційний період близько 10,6 млн. л кисню, що майже в два рази більше, ніж один гектар лісу [2].

Вирощування у сівозмінах зернових культур забезпечують зниження ґрунтової ерозії. За ступенем захисної дії проти ґрунтової ерозії вони поступаються лише тільки багаторічним травам в роки їх повного використання. При цьому слід враховувати, що

ефективність вирощування озимих, як правило, краще, ніж ярих зернових.

Частка зернових, які ростуть у помірному кліматі (пшениці, ячменю, вівса і жита), у світовому виробництві зерна становить близько 40%. Головне місце займає пшениця. Її обробіток широко поширений по всьому світу. Вона – головний продукт харчування приблизно для 35 % населення світу і забезпечує приблизно 20 % потреб населення в енергії. У світі процес збирання пшениці проходить на протязі всього року [2].

Переробка зерна не для харчової промисловості або кормових цілей (non food) поки незначна. Найбільше його використовують для отримання крохмалю.

В основному зернівка складається з крохмалю, протеїну і незначної частки жиру. Причому їх вміст різниться за видами. Це залежить і від генотипу (сортів), і від умов вирощування [2].

При вирощуванні зернових необхідно чітко розуміти для яких цілей вирощується зерно. Як показує практика, із зростаючою специфічною інтенсивністю виробництва (використання азотного добрива, фунгіцидів, регуляторів росту), зростає частка протеїну, а при більш низькій інтенсивності вирощування і при достатньому постачанні вологи – крохмалю.

Визначальними для формування врожайності є процеси росту і розвитку рослини. Зростання – це надбавка сухої маси. Основа для нього – асиміляція. Розвиток – це утворення спеціалізованих органів і частин рослини для виконання своєї основної біологічної функції: збереження свого виду. При вирощуванні зернових особливе значення мають ті процеси росту і розвитку, які лежать в основі формування зерен і тим самим врожаю [2].

Вирішальну роль для формування врожаю має «переключення» конуса наростання стебла з вегетативної у генеративну фазу зростання і на утворення компонентів врожайності. Урожайність посіву зернових утворюється з наступних складових: числа колосків на 1 м²; числа зерен на колос; маси зерна з 1 колоса; маси 1000 зерен.

Врожай зернових формується з компонентів в наступному порядку: число колосків/м² → число зерен/колос → маса 1000 насінин. Між ними існують тісні взаємозв'язки, які обумовлюють для даних умов їх оптимальний розвиток. Закладені першими компоненти врожайності більш-менш впливають на ті структури, які закладаються пізніше. Так, існує негативна кореляція між кількістю колосків/м² і числом зерен/колос, а також масою 1000 насінин. Надмірна густина стояння також небажана, адже може викликати зниження зерен/колос і масу зерна з 1 колоса і масу 1000 насінин [2].

Остаточна врожайність формується процесами закладки та редукції пагонів, колосків, квіток і наливом зерен.

1. Утворення врожаю в стеблостій озимої пшениці (приблизні розрахунки). Фази розвитку.

Фази розвитку	Розвиток компонентів врожайності зерен	Потенціал врожайності і врожайність зерна, ц/га
Закладка стеблостою		
• Посів	Густота посіву, число схожих насінин / м ²	350
• Сходи	Польова схожість, %	90
	Густота стояння, число рослин / м ²	315
Системне зростання		
Закладка і диференціювання органів	Число бічних пагонів / рослина	2
	Число пагонів, всього / рослина	3
	→ Густота пагонів, число пагонів / м ²	945
врожайності від початку куціння до початку виходу в трубку	• закладка зерен / головний пагон	70
	• закладка зерен / 1-й бічний пагон	65
	• закладка зерен/2-й бічний пагон	60
	• закладки зерен / рослина	195
	→ Число потенційних зерен/м ²	61425
	Потенційна маса тисячею насінин, г	40
	Потенційна врожайність зерен / рослина, г	7,8
	→ Потенційна врожайність насіння/га, ц	245,7(100 %)
• Редукування стабілізація органів	і Редукування числа пагонів / рослин (головний пагон + 0,5 x 1 бічний пагон)	1,5
	→ Густота стояння, число колосків/м ²	472,5
врожайності від початку виходу в трубку до цвітіння	→ Потенційне число зерен/м ²	32287,5
	Потенційна маса тисячею насінин, г	40
	Потенційна врожайність зерен / рослина, г	4,1
	→ Потенційна врожайність насіння / га, ц	129,15(32 %)
	Редукування закладок / пагонів на%	60
	• Число насінин / головний пагон	42
	• Число насінин / 0,5 x 1 бічний пагон	19,5
	Число насінин / рослина	61,5
	→ Число насінин/м ²	19372,5
	Потенційна маса тисячею насінин, г	40
	Потенційна врожайність зерен / рослина, г	2,46
	→ Потенційна врожайність насіння / га, ц	77,49
Зростання продукту		
• Виробництво і налив запасних речовин після цвітіння до повної стиглості	і Неповний налив зерен маса тисячі насінин, г	35
	Утворений врожай / рослина, г	2,15
	→ Утворений врожай / га, ц	67,8 (28 %)
• Втрати зерна до і при збиранні	і Втрати зерна до і при збиранні, %	3
	Втрати зерна / га, ц	2,03
	→ Зібраний врожай / га, ц	65,77 (27 %)

При вирощуванні зернових сьогодні реалізується більш-менш невелика частина від вихідної потенційної врожайності. Це є результатом того, що на окремі компоненти врожайності протягом вегетації впливають різні негативні фактори.

На основі досліджень німецьких, російських науковців, науковців інституту сільського господарства Північного Сходу НААН України, Сумського національного аграрного університету та на основі власних досліджень, проведених в господарствах Сумської області, можна зробити висновок, що при середній врожайності озимої пшениці 60...70 ц/га реалізується в середньому всього 20...35 % від потенційно закладеної вихідної врожайності. Для пояснення, за рахунок чого відбувається зниження, в таблиці 1 наведений приблизний розрахунок скорочення врожайності у озимої пшениці протягом розвитку [2].

З аналізу даних, представлені у табл. 1, видно, що у кожній фазі росту і розвитку озимої пшениці спостерігається зниження потенціалу врожайності і врожайність зерна. Така тенденція пояснюється неякісним і несвоєчасним проведенням механізованих технологічних операцій, неправильним вибором с.-г. машин, а саме комбінації робочих органів машини.

Висновки

На основі проведених досліджень, щодо потреб народонаселення світу, встановлено, що потреби у продукції рослинництва, зокрема зернових, стрімко зростає. Це пов'язано зі стрімким зростанням чисельності населення та за зміною структури харчування (вживання більшої кількості продукції тваринництва). Також продукцію зернових культур використовують не тільки для харчування, а й для отримання альтернативної енергії, виробництва крохмалю для харчової і хімічної промисловості. Доцільним є вирощування зернових і для покращення екологічної складової життєдіяльності людини. Всі ці фактори з кожним роком підвищують важливість і розширюють площі під зернові.

Аналізом літературних джерел та на основі власних досліджень доведено, що на сьогодні ефективність вирощування зернових знаходиться на дуже низькому рівні. Великі втрати зерна супроводжують низьку рентабельність і додаткове засмічення полів рослинністю. Сьогоднішня врожайність на рівні 60-80 ц/га це близько 30 % від біологічної врожайності рослин. Досліджень фаз розвитку озимої пшениці дає можливість встановити ті контрольні точки, в яких ми отримуємо втрати, тому їх подальше досліджень забезпечить не лише зберігання врожаю на сьогоднішній день, а й дасть можливість підвищити його за рахунок агроприйомів та більш ефективного використання техніки.

Результати дослідження проблем, які ведуть до зменшення

врожайності зернових, дають можливість збільшити врожайність та якість зернового матеріалу та побічної продукції при вирощуванні озимої пшениці.

Список літератури

1. Зелінський М.З. Земля і воля. Посібник для аграріїв – патріотів України / Микола Здіславович Зелінський / ЧП Бевз, 2010. – 116 с.
2. Дитер Шпаар и др. (Выращивание, уборка, доработка и использование)/ Под общей редакцией Д. Шпаара. – М.: ИД ООО «DLV АГРОДЕЛО», 2008 – 656 с. (Том 1).
3. Погорельий Л. В. Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорельий, В. В. Брей // Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. – М. : ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”, 1976. – 68 с.
4. Натанзон І. Й. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів різних зон УРСР. / Натанзон І. Й. – К. : Вид-во Укр. акад. с.г. наук, 1961. – 104с.
5. Губко В. Р. Питання методики і результати розрахунків машинно-тракторного парку на ЕОМ / В.Р. Губко, Е.А. Фінн, Л.М. Козакова ; голов. ред. В.С. Крамаров // Застосування математичних методів у дослідженнях складних процесів сільськогосподарського виробництва. – К. : Урожай, 1972. – С. 10–17.
6. Губко В. Р. Определение состава машинно-тракторного парка для хозяйств основных зон Украинской ССР / Губко В. Р., Финн Э. А., Варшавский М. Л. – К. : УкрНИИНТИ, 1972. – 44с.
7. Диденко Н. К. Обоснование состава комплексов машин для растениеводства / Н.К. Диденко, В.Д. Гречкосей, И.И. Мельник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980.– № 9. – С. 4–5.
8. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник / [І.І. Мельник, В.Д. Гречкосій, В.В. Марченко та ін.]. – К. : ВВЦ НАУ, 2004. – 151с.
9. Михайлович Я., Рубець А. Кого турбує стан парку тракторів // Пропозиція. – 2010. – № 1. – С. 102 – 107.
10. Демко А.А., Демко О.А. Ефективність використання мобільної сільгосптехніки // Пропозиція. – 2009. – № 7. – С. 108–111.

Статья посвящена вопросу повышения урожайности озимой пшеницы, путем эффективного использования сельскохозяйственных машин, оказывающих существенное влияние на уровень эффективности выращивания сельскохозяйственных культур.

Озимая пшеница, биологические особенности, сельскохозяйственные машины, сохранение биологического урожайности.

Paper is devoted to issue of increasing yield of winter wheat by effective use of agricultural machines that have significant impact on efficiency of growing crops.

Winter wheat, biological characteristics, farm machinery, conservation of biological productivity.

УДК 631.1

МОНІТОРИНГ ТЕХНІКИ – ДЖЕРЕЛО ІНОВАЦІЙНОЇ ПОЛІТИКИ В АПК УКРАЇНИ В МЕЖАХ ПРАВОВОГО РЕГУЛЮВАННЯ

***В.Н. Большаков, кандидат юридичних наук
І.Л. Роговський, кандидат технічних наук***

У статті розглядається вплив правового регулювання методів моніторингу сільськогосподарської техніки на ефективність інноваційної політики АПК України.

Моніторинг, метод, техніка.

Постановка проблеми. Згідно з положеннями Ст 8. Основні напрями державної політики з питань національної безпеки [1] їдними з основних напрямів державної політики з питань національної безпеки України є: в економічній сфері забезпечення продовольчої безпеки; у науково-технологічній сфері посилення державної підтримки розвитку пріоритетних напрямів науки і техніки як основи створення високих технологій та забезпечення переходу економіки на інноваційну модель розвитку, створення ефективної системи інноваційної діяльності в Україні/

Аналіз останніх досліджень. Важливість зазначеного підтверджується тим, що день за днем приватні корпорації і держслужби у пошуках тих чи інших об'єктів обробляють безмежні бази даних [2].

Згідно повідомлень ЗМІ «Гардіан» всі великі інтернет-компанії , включаючи Google, Facebook, Microsoft, представили розвідці США доступ до своїх сервісів [3].

Все це проходить у рамках розпочатої у 2007р надсекретної програми під кодовою назвою PRISM. Першою приймати участь із спецслужбами погодилася компанія Microsoft.

Спецслужби збирають аудіо- та відео файли, світлини, електронну переписку. Документи і данні про підключення користувачів до тих чи інших сайтів, що дозволяє розвідці «нба протязі визначеного часу стежити за переміщеннями та контактами окремих людей» (ОКИНАВА ЄЕС) [4].

© В.Н. Большаков, І.Л. Роговський, 2013

Winter wheat, biological characteristics, farm machinery, conservation of biological productivity.

УДК 631.1

МОНІТОРИНГ ТЕХНІКИ – ДЖЕРЕЛО ІНОВАЦІЙНОЇ ПОЛІТИКИ В АПК УКРАЇНИ В МЕЖАХ ПРАВОВОГО РЕГУЛЮВАННЯ

***В.Н. Большаков, кандидат юридичних наук
І.Л. Роговський, кандидат технічних наук***

У статті розглядається вплив правового регулювання методів моніторингу сільськогосподарської техніки на ефективність інноваційної політики АПК України.

Моніторинг, метод, техніка.

Постановка проблеми. Згідно з положеннями Ст 8. Основні напрями державної політики з питань національної безпеки [1] їдними з основних напрямів державної політики з питань національної безпеки України є: в економічній сфері забезпечення продовольчої безпеки; у науково-технологічній сфері посилення державної підтримки розвитку пріоритетних напрямів науки і техніки як основи створення високих технологій та забезпечення переходу економіки на інноваційну модель розвитку, створення ефективної системи інноваційної діяльності в Україні/

Аналіз останніх досліджень. Важливість зазначеного підтверджується тим, що день за днем приватні корпорації і держслужби у пошуках тих чи інших об'єктів обробляють безмежні бази даних [2].

Згідно повідомлень ЗМІ «Гардіан» всі великі інтернет-компанії , включаючи Google, Facebook, Microsoft, представили розвідці США доступ до своїх сервісів [3].

Все це проходить у рамках розпочатої у 2007р надсекретної програми під кодовою назвою PRISM. Першою приймати участь із спецслужбами погодилася компанія Microsoft.

Спецслужби збирають аудіо- та відео файли, світлини, електронну переписку. Документи і данні про підключення користувачів до тих чи інших сайтів, що дозволяє розвідці «нба протязі визначеного часу стежити за переміщеннями та контактами окремих людей» (ОКИНАВА ЄЕС) [4].

© В.Н. Большаков, І.Л. Роговський, 2013

По інформації окремих видань, АНБ розглядає PRISM як ключове джерело первинних (исходных) матеріалів, які у наступному враховуються у кожному сьомій розвідувальній доповіді. По даних ЗМІ США PRISM була заснована на «руїнах» секретної програми внутрішнього стеження без ордеру, що була ініційована президентом Дж. Бушем – молодшим у 2007 році. Але після її виявлення ЗМІ та поданих скандальних позовів суд змусив президента США знайти нове юридичне підґрунтя.

Зазначеним обґрунтуванням стали два акти, підписані у 2008р., у відповідності з якими компанії можуть добровільно співробітничати з американськими спецслужбами (інформаційними агенціями).

Необхідно відмітити, що по даних ЗМІ США PRISM – саме плідне джерело інформації для брифінгів Президента США, що проводяться кожного дня. У 2012 році данні стежень PRISM цитувалися у них 1477 разів.

Метою національної інформаційної політики України є створення передумов для побудови в державі розвиненого інформаційного суспільства як органічного сегменту глобального інформаційного співтовариства, забезпечених пріоритетного розвитку інформаційних ресурсів та інфраструктури, впровадження новітніх інформаційних технологій, захисту національних інформаційних цінностей, забезпечення конституційних прав на свободу слова та вільний доступ до інформації [5, 6].

Мета досліджень виявити вплив правового регулювання методів моніторингу сільськогосподарської техніки на ефективність інноваційної політики АПК України.

Результати досліджень. Згідно ст 47 Закону України про інформацію порушення законодавства України про інформацію тягне за собою дисциплінарну, цивільно-правову, адміністративну або кримінальну відповідальність. Тому до промислового моніторингу почали залучати фахівців самих різних професій, зокрема адвокатів. Задачею останніх було інструктувати фахівців з інформаційної діяльності про те, як далеко вони можуть заходити у своїх діях, а оскільки в законодавстві багатьох країн маються великі пробіли, то, виявляється, що дуже далеко, без порушень закону, тобто в межах правовідносин. Наприклад, якщо англійський промисловець, що лишив у кабінеті відвідувача, повернувшись, застане його за фотографуванням секретних документів або макетів, він анічогісінько не зможе вдіяти. В цій ситуації немає ніякого порушення недоторканості житла, а фотоапарат і плівка належать відвідувачеві, і, відповідно до англійських законів, постраждалий навіть не може вилучити їх. Якщо ж він спробує побити інформатора, то може бути притягнутий до відповідальності за побої і незаконне

поранення. У цьому випадку, маємо діло з відсутністю правового забезпечення діяльності промисловця та наявністю достатнього правового забезпечення фахівця з моніторингу (інформаційної діяльності).

Сьогодні, в процесі розвитку та удосконалення методів ведення «економічних» (локальних та мережних війн), роль моніторингу безперервно зростає. До того ж, на сучасному етапі розвитку прогресу, безперервно зростає роль органів інформаційно-пошукової діяльності, зокрема розвідувальних органів та інформаційних служб, як в економіці так і у військовій справі.

Так, у процесі проведення системного аналізу проекту «Wileaks» встановлено: світове суспільство впевнено та спрямовано наближається до побудови нового інформаційного простору, інформаційних відносин як основи майбутнього інформаційного суспільства; слід очікувати прискорення нового розвитку інформаційних технологій, зокрема у сферах забезпечення загального доступу до різноманітної інформації, яка на даний час є недоступною. Перспективи для правового регулювання моніторингу в АПК необхідні зв'язку з сучасним розвитком способів та засобів отримання інформації з відкритих джерел. В зв'язку з зазначеним необхідно відмітити, що фінансові документи не складають комерційної таємниці, (згідно коментаря ст.231 України. УК У НПК К. А.С. К. 2004г) і тому для законних моніторингових дій з фінансовими документами не має ніяких законних перешкод. Тобто це не може бути віднесеним до комерційного шпигунства, тому, що складає комерційної таємниці. При цьому існує думка, що це можливе лише завдяки агентурній роботі. В свою чергу, фінансові документи можуть бути джерелом створення іновацій в АПК України, в якості вторинних джерел інформації. Зазначене є підтвердженням того, що завдяки системному аналізу можна отримати інформацію, яку отримують агентурним шляхом, тобто легальним шляхом при проведенні моніторингових досліджень.

Так, наприклад, по випарах ракетного палива встановлюють дальність польоту ракети. Випари ракетного палива утаємничити неможливо. Іншим випадком легального отримання таємної інформації є те, що службовець, що виходив на пенсію з Італійської філії «Доу Кемікалз», «випадково» опустив свій носовичок в ємність з ферментами під час свого прощального візиту в лабораторію. Аналіз бакріальної витяжки, взятий з носової хустки, дозволив відкрити формулу протитуберкульозного ліки рифампіцин, яке пізніше було продано компанії з Північної Кореї.

Зазначене свідчить про необхідність моніторингу в АПК України як джерелі іноваційної політики в АПК України. При чому висвітлені в статті приклади свідчать про те, що методи отримання інформації, що використані Сноуденом є методами інформанціної діяльності а не розвідувальної і тому не методами, що згідно ст.1. Закону України «Про розвідувальні органи України» - які використовуються коли неможливо отримати інформацію офіційним шляхом... (Стаття 1 в редакції Закону № 3200-IV (3200-15) від 15.12.2005) Закон України Про розвідувальні органи України Відомості Верховної Ради (ВВР), 2001, № 19, ст.94 Із змінами, внесеними згідно із Законом № 2505-IV (2505-15) від 25.03.2005, ВВР, 2005, № 17, № 18-19, ст.267 № 3200-IV (3200-15) від 15.12.2005)

Зазначене підтверджується тим, що згідно повідомлення порталу «Гримуар» у Швеції прийнятий закон, який офіційно дозволяє Національній службі електронної розвідки моніторити інтернет-трафік. Необхідно відмітити, що завдяки географічному положенню цієї держави, 80% всіх контактів РФ з іншими частинами світу проходять через кабелі Швеції. І тому шведські спецслужби можуть офіційно і легально отримувати інформацію з Рунету і від громадян Росії. Таким чином, ті дії, за яка намагаються покарати Сноудена в США, офіційно дозволені у Швеції. Тобто моніторинг відкритих джерел, в тому числі і інтернет-трафіку є легальним видом інформаційної діяльності і повинен проводитися для підвищення ефективності АПК України.

Висновок. Отже, методика моніторингу сільськогосподарської техніки має містити: порівняння з еталоном; ресурс конкретних деталей до першого ремонту з еталоном; термін часу до зниження працездатності до критичної з еталоном; встановлення критерію критичної працездатності; заходи щодо встановлення ефективного критерію працездатності.

Список літератури

1. Закон України Про основи національної безпеки України (Відомості Верховної Ради (ВВР), 2003, № 39, ст.351)(Із змінами, внесеними згідно із ЗакономN 3200-IV (3200-15) від 15.12.2005).
2. *Маруцак А.І.* Інформаційне право: регулювання інформаційної діяльності. / *А.І. Маруцак.* – К.: Скіф, 2008. – С. 6., С. 343.
3. *Лобанов Олег.* Мир под колпаком Америки / *Олег Лобанов* // Тайни эпохи. – №25 июнь. – 2013. – С. 14.
4. *Манаков А.* Тринадцатый знак / *А. Манаков.* – М.: ФиС, 1997. – С. 332.
5. *Стратегическое обновление* // Инвестгазета. – 2011. – № 1-2. – С. 8.
6. *Белинская Ю.* Непаханое поле / *Ю. Белинская* // Forbes. – 2012. – Август. – С. 73–75.

В статье рассматривается влияние правового регулирования методов мониторинга сельскохозяйственной техники и эффективность инновационной политики АПК Украины.

Мониторинг, метод, техника.

In paper agency of legal regulating of methods of monitoring of agricultural machinery and efficacy of the innovative policy of agrarian industrial complex of Ukraine is observed.

Monitoring, method, machinery.

УДК 351.82:631.15

ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНИХ ЗАХОДІВ ДЕРЖАВНОГО РЕГУЛЮВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

**З.В. Ружило, А.В. Новицький, кандидати технічних наук
А.Є. Крамар, А.Ю. Бринзак, студенти
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
О.А. Новицька, економіст
Управління статистики Києво-Святошинського району
Київської області**

В статті проведено аналіз стану та сформовані основні напрямки економічних заходів державного регулювання сільськогосподарського виробництва на прикладі Києво-Святошинського району.

Агропромисловий комплекс, економічний механізм, сільськогосподарське виробництво, державне регулювання.

Постановка проблеми. Важливу роль в усуненні диспропорцій в економіці нашої держави, які виникли у зв'язку з фінансовою кризою може зіграти сільське господарство. Його розвиток забезпечує одночасно зі збільшенням обсягів виробництва продуктів харчування для населення і сировини для легкої та харчової промисловості додатковий попит на продукцію машинобудування, металургії та видобувних галузей економіки, а також зростання зайнятості та підвищення рівня споживання населення країни. Сільське господарство - це унікальна галузь, створення в якій одного нового робочого місця дає можливість для відкриття близько п'яти

В статье рассматривается влияние правового регулирования методов мониторинга сельскохозяйственной техники и эффективность инновационной политики АПК Украины.

Мониторинг, метод, техника.

In paper agency of legal regulating of methods of monitoring of agricultural machinery and efficacy of the innovative policy of agrarian industrial complex of Ukraine is observed.

Monitoring, method, machinery.

УДК 351.82:631.15

ФОРМУВАННЯ ІНЖЕНЕРНИХ ЗАХОДІВ ДЕРЖАВНОГО РЕГУЛЮВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

**З.В. Ружило, А.В. Новицький, кандидати технічних наук
А.Є. Крамар, А.Ю. Бринзак, студенти
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
О.А. Новицька, економіст
Управління статистики Києво-Святошинського району
Київської області**

В статті проведено аналіз стану та сформовані основні напрямки економічних заходів державного регулювання сільськогосподарського виробництва на прикладі Києво-Святошинського району.

Агропромисловий комплекс, економічний механізм, сільськогосподарське виробництво, державне регулювання.

Постановка проблеми. Важливу роль в усуненні диспропорцій в економіці нашої держави, які виникли у зв'язку з фінансовою кризою може зіграти сільське господарство. Його розвиток забезпечує одночасно зі збільшенням обсягів виробництва продуктів харчування для населення і сировини для легкої та харчової промисловості додатковий попит на продукцію машинобудування, металургії та видобувних галузей економіки, а також зростання зайнятості та підвищення рівня споживання населення країни. Сільське господарство - це унікальна галузь, створення в якій одного нового робочого місця дає можливість для відкриття близько п'яти

шести робочих місць у промисловості. Разом з тим, економіка цієї галузі характеризується низьким рівнем обороту вкладеного капіталу, високою трудомісткістю, фінансовою нестійкістю господарюючих суб'єктів.

Одним із шляхів покращення ситуації є вдосконалення економічного механізму розвитку системи сільськогосподарського виробництва і продовольчого забезпечення на основі впровадження досягнень науково-технічного прогресу, організаційно-економічних заходів державного регулювання та управління.

Оцінка організаційно-економічного механізму розвитку сільськогосподарського виробництва України свідчить про те, що до теперішнього часу не існує ефективних форм і методів впливу на ці процеси, тому що, незважаючи на вжиті заходи зі стабілізації сільськогосподарської галузі не сформовані відповідні умови та напрями. Серед умов і напрямів, перспективними є наступні: ефективного використання наявного ресурсного потенціалу агропромислового комплексу, як господарської структури системи продовольчого забезпечення; регулювання процесів виробництва сільськогосподарської продукції та продовольчого забезпечення з урахуванням реальних потреб населення і наявного ресурсного потенціалу; механізму економічної взаємодії господарюючих суб'єктів у рамках функціонально-галузевої структури вітчизняного агропромислового комплексу.

Виходячи з цього, **метою** є дослідження економічного механізму державного регулювання сільськогосподарського виробництва (на прикладі Києво-Святошинського району).

Аналіз останніх досліджень. Аналіз наукової і практичної літератури по даній проблемі показує, що серед наукових досліджень П.Т. Саблука, В.П. Ситника, О.М. Шпичака, С. М. Кваші, А.Д. Діброви, О.Г. Гойчук та інших [1-3, 6], значна роль відводиться механізмам економічного впливу і формам державного регулювання аграрного сектору економіки.

Аналіз наукових публікацій фахівців у цьому напрямку дозволяє відмітити, що в сучасних умовах проблема удосконалення економічного механізму державного регулювання сільського господарства регіону залишається актуальною і вимагає комплексного дослідження.

Результати досліджень. Економічний механізм у сільськогосподарському виробництві - складова частина аграрної політики держави, яка представляє собою сукупність методів і форм впливу держави на сільськогосподарського товаровиробника: концепція розвитку АПК регіону; довготривалий соціально-економічний прогноз розвитку АПК регіону; регіональні програми

розвитку АПК та окремих галузей. На кожному з цих етапів відбувається взаємодія і взаємне узгодження інтересів різних рівнів управління з метою реалізації поставлених перед ними завдань.

Дослідження показали, що основними причинами низької ефективності системи державного регулювання сільськогосподарського виробництва є: нераціональний розподіл повноважень між органами виконавчої влади та органами місцевого самоврядування; недостатнє фінансове забезпечення регламенту повноважень з реалізації функцій органів виконавчої влади і місцевого самоврядування; неефективна організація взаємодії органів виконавчої влади з громадськими організаціями, галузевими спілками, громадянами.

Таке становище в аграрному секторі вимагає державного втручання і державної підтримки сільськогосподарських товаровиробників. Як показує аналіз, за останні п'ять років багато чого робиться для відновлення сільськогосподарського виробництва в Україні. Це заходи Державної програми розвитку сільського господарства та регулювання ринків сільськогосподарської продукції, сировини і продовольства на 2008-2012 роки, які дозволили продовжити економічне зростання аграрної галузі. При розмежуванні повноважень та предметів відання між рівнями управління сільського господарства доцільно використовувати наступні принципи.

Перший принцип передбачає врахування відмінності рівня економічних та соціальних умов виробництва, невідповідності рівням розвитку сільських територій. Для Києво-Святошинського району Київської області характерні наступні соціальні проблеми: сильна депопуляція через старіння сільського населення; рівень безробіття; багаторазове відставання заробітної плати від столичної, що призводить до вимивання з району найбільш кваліфікованих працівників; недостатній рівень благоустрою житлового фонду, обумовлений перевагою в системі розселення невеликих селищ і дрібних сіл (табл. 1).

Другий принцип передбачає врахування компетенції кожного з рівнів управління тих функцій, які відповідають їх повноваженням і забезпечують найбільш високу ефективність використання виробничих і фінансових ресурсів галузі.

У Києво-Святошинському районі Київської області законодавчо створена вертикальна система реалізації функцій у сфері підтримки сільськогосподарського виробництва шляхом надання органам місцевого самоврядування окремих державних повноважень. Але місцеві органи влади, являючись у своїй більшості дотаційними, не мають фінансових ресурсів для виконання покладених на них

завдань і фактично фінансування витрат на заходи в частині сільського господарства практично не забезпечують (табл. 2).

1. Дані про сільське населення і зайнятість в сільськогосподарському виробництві у Києво-Святошинському районі Київської області у 2008 – 2012 рр.

Показник	2000	2008	2009	2010	2011	2012	2012 до 2000, %
Чисельність населення всього, тис. осіб	156,0	151,7	152,2	153,8	155,5	158,8	101,8
в т.ч. сільське населення	81,9	78,8	79,0	80,0	81,0	82,0	100,1
з них зайнято в сільськогосподарському виробництві	3,5	2,7	2,3	2,2	1,9	1,5	42,9

2. Розподіл обсягів державної підтримки сільського господарства у Києво-Святошинському районі Київської області у 2008-2012 рр.

Об'єм державної підтримки в галузі сільського господарства	Кількість підприємств				
	2008 р.	2009 р.	2010 р.	2011 р.	2012 р.
Більше 1000 тис. грн.	1	-	-	-	-
Від 500 тис. грн.	7	6	8	7	8
Від 100 тис. грн.	3	2	4	3	6
Менше 100 тис. грн.	5	6	4	3	5
Фінансування відсутнє	4	4	5	12	7
Всього:	20	18	21	25	26

Як показує аналіз розподілу обсягів державної підтримки сільського господарства у Києво-Святошинському районі, 24-27% сільськогосподарських підприємств району взагалі не отримували в останні роки державної підтримки, 24% отримували її лише в розмірі менше 100 тис. грн., і, лише 30% від 500 до 1000 тис. грн. Узагальнюючи аналіз сучасного стану організаційно-економічного механізму державного регулювання сільськогосподарського виробництва Києво-Святошинського району Київської області, можна зробити висновок про необхідність формування комплексної системи впливу на суб'єкти АПК як на обласному, так і на районному рівнях.

Разом з тим, слід враховувати, що існують проблеми, які можуть бути вирішені тільки при спільному вирішенні на різних рівнях управління. В якості загальних критеріїв можуть бути використані наступні: формування єдиного економічного простору; вирівнювання рівнів економічного розвитку регіонів, доступності до

нормативних соціальних благ, закріплених у чинному законодавстві; створення рівних економічних умов для різних господарюючих суб'єктів на агропродовольчому ринку; рівний доступ до інформаційного забезпечення.

З урахуванням основних положень закону «Про розвиток сільського господарства» пропонується схема поділу функцій за рівнями управління, при яких забезпечується стабільність і передбачуваність економічного механізму розвитку сільськогосподарського виробництва, збереження єдиного економічного простору, зміцнення продовольчої безпеки, захист вітчизняних товаровиробників від недобросовісної зовнішньої конкуренції.

Третій принцип передбачає подальше розширення можливостей органів місцевого самоврядування, як найбільш близьких до сільськогосподарських товаровиробників. Зокрема, мається на увазі збереження функцій, закріплених за РДА Києво-Святошинського району Київської області та місцевими органами самоврядування в межах укладених угод з реалізації пріоритетного національного проекту «Розвиток АПК» при здійсненні заходів Державної програми. Однак реалізація функцій економічної групи в органах місцевого самоврядування, як правило, не була підкріплена додатковим фінансуванням.

У регіоні не склалася система стратегічного управління галуззю, ще не чітко визначені оперативні та стратегічні завдання, державна підтримка не стимулює інтеграційні процеси. В результаті цього, в районі немає ефективних інтегрованих аграрних компаній, фінансово-промислових груп, позабюджетних фондів, націлених на інвестування АПК.

Згідно з соціологічним опитуванням, проведеним серед фахівців районного рівня управлінь, керівників і спеціалістів підприємств, основними проблемами АПК Києво-Святошинського району Київської області є: недостатня забезпеченість фахівцями (на що вказали 76% респондентів); технічна відсталість (20%) особливо в галузі тваринництва; слабка кормова база (28%); низькі закупівельні ціни на продукцію сільського господарства (4%).

В останні роки в сільському господарстві спостерігаються загальні тенденції збільшення питомої ваги населення старшого і пенсійного віку, а це загострює проблему їх залучення в суспільне виробництво з метою використання їх досвіду та знань. На фоні зростання надлишкової чисельності працездатного населення (головним чином низької кваліфікації) зростає потреба у збереженні робітників старших вікових груп із високою кваліфікацією та досвідом роботи. Тому, необхідне проведення відповідних досліджень і

розробка механізму збереження у сільськогосподарському виробництві, включаючи галузі механізації, рослинництва, тваринництва, людей старших вікових груп та підвищення їх професійного рівня за рахунок вивчення сучасних технологій та матеріалів, машин та обладнання, комп'ютерної техніки.

Другим важливим резервом підвищення рівня персоналу є перепідготовка та підвищення кваліфікації працівників в галузях рослинництва і тваринництва, інженерно-технічних працівників. Це створило б сприятливі умови не тільки для зростання їх професійно-психологічного рівня, але й для розвитку професійної активності працівників. Як свідчить практика, на більшості підприємств України система підвищення кваліфікації не забезпечує регулярного оновлення та поповнення знань. В середньому, в економіці України зайнятий працівник проходить підвищення кваліфікації 1 раз у 13 років, при чому, у будівництві – раз у 28 років, на транспорті – раз у 12 років, у державному управлінні – раз у 10 років. Дещо кращі показники з підвищення кваліфікації працівників у промисловості – один раз у 8 років. Але, враховуючи те, що в сучасних умовах період старіння знань складає в середньому 3-5 років, можна зробити висновок, що існуюча система підвищення кваліфікації працівників не забезпечує оновлення знань, а відповідно і надійність персоналу.

Про важливість професійної підготовки працівників на підприємствах аграрного виробництва можна зробити висновки з таких цифр: періодичність підвищення кваліфікації працівників в Україні в середньому складає біля 11 років, тоді як у країнах Західної Європи і Японії – 3,5 роки, в Росії – 7 років. В таблиці 3 прослідковується динаміка зниження показників підготовки і підвищення кваліфікації кадрів за окремими видами діяльності у 2009–2011 рр. Як показує аналіз, в сільському господарстві спостерігається тенденція зменшення кількості працівників, які за період з 2009 до 2011 р.р. оволодівали новими професіями та підвищували свою кваліфікацію. Виняток складають окремі галузі народного господарства, включаючи транспорт і зв'язок, державне управління. Регіональний орган управління АПК повинен стати центром розробки стратегії розвитку та адекватного організаційно-економічного механізму. Для цього слід здійснювати аналіз умов і результатів господарської діяльності підприємств АПК, використовувати методи регіонального індикативного планування та моніторинг функціонування галузі.

Система державного регулювання сільськогосподарського сектору Києво-Святошинського району Київської області знаходиться в стадії розвитку і в даний період з багатьох причин нездатна повною мірою виконувати свої функції. Тому, незважаючи

на посилення державної підтримки, сільськогосподарське виробництво перебуває у кризовому стані, фінансове становище сільськогосподарських підприємств характеризується нестабільністю (табл. 3). Від безпосередньої реалізації продукції, робіт і послуг в цілому по району сільськогосподарські підприємства зазнають збитків, які фактично не покриваються бюджетним субсидуванням.

Так, за даними бухгалтерської звітності, в 2012 році збитки від продажів склали 21734,1 тис. грн., а субсидування сільськогосподарського виробництва, яке відносять на позареалізаційні доходи (за рахунок бюджетних дотацій та за рахунок ПДВ) – 4627,3 тис. грн.

Бюджетні субсидії за 2012 рік склали 29,1% бюджетних субсидій 2008 року (табл. 3). Рентабельність сільськогосподарського виробництва за минулий 2012 рік в районі становила (-18,9%).

3. Фінансові результати діяльності сільськогосподарських підприємств Києво-Святошинського району Київської області за 2008-2012 рр.

Показник	2000	2008	2009	2010	2011	2012	2012 до 2000, %
Прибуток (+), збиток (-) від реалізації сільськогосподарської продукції до оподаткування, тис.грн.	9153	12537,0	-3614,9	-6138,2	-22516,3	-	-237,5
Рівень рентабельності (+), збитковості (-) від реалізації сільськогосподарської продукції до оподаткування, %	17,2	-1,4	-3,5	-1,5	-19,4	-18,9	-109,8
Питома вага прибуткових організацій, %	11	14	8	11	10	15	136,4
Загальна кількість підприємств	22	20	18	21	25	26	118,2

За даними аналізу статистичної звітності за 2008–2012рр., спостерігається поступове зниження Державної підтримки сільськогосподарського виробництва у Києво-Святошинському районі Київської області, як за рахунок бюджетних дотацій, так і за рахунок підтримки сільського господарства за рахунок ПДВ (табл. 4).

4. Державна підтримка сільськогосподарського виробництва у Києво-Святошинському районі Київської області за 2008-2012 рр.

Найменування	Роки				
	2008	2009	2010	2011	2012
Державна підтримка сільського господарства за рахунок бюджетних дотацій, тис. грн.	3040,5	2192,3	1217,0	103,0	886,5
Державна підтримка сільського господарства за рахунок ПДВ, тис. грн.	11765,1	6617,4	6345,9	3660,1	3740,8
Всього:	14805,6	8809,7	7562,9	3763,1	4627,3

За період з 2008 р. до 2011 р. державні бюджетні дотації в районі зменшились з 3040,5 тис. грн. до 103,0 тис. грн. Слід відмітити, що позитивним кроком державного регулювання є зростання в 2012 р. бюджетних дотацій у 8 разів в порівнянні з 2011 р., тобто до 886,5 тис. грн.

Як показує аналіз, державна підтримка сільського господарства за рахунок ПДВ (табл. 4) зменшилась за період з 2008 р. до 2012 р. в 3,1 рази, тобто з 11765,1 тис. грн. до 3740,8 тис. грн. На субсидування виробництва молока доводилося в 2008 р. 76% загального обсягу підтримки, а на інші заходи – лише 24%. Таким чином, субсидування виробництва молока є основним заходом в структурі регіональних цільових програм підтримки АПК, проте має низьку ефективність і на його економіку істотного впливу не робить.

Крім того, сільськогосподарське виробництво Києво-Святошинського району характеризується певним призупиненням технічного та технологічного забезпечення, а компенсаційна система субсидування сприяє лише підтриманні сформованого стану, оскільки фінансові кошти спрямовуються переважно на поточні витрати. Аналізуючи в цілому ефективність бюджетної підтримки, слід звернути увагу на структурну недосконалість фінансового забезпечення заходів, неповне використання коштів державного бюджету, розпорошення коштів між програмними заходами, неодноразові коригування сум витрат, які направляються на АПК.

Висновок. Як показали проведені дослідження, сукупність методів і форм впливу держави на економічний стан сільськогосподарського виробництва становить економічний механізм державного регулювання, який включає дві основні підсистеми: державна підтримка сільського господарства за рахунок бюджетних дотацій та державна підтримка за рахунок ПДВ. Необхідне проведення відповідних досліджень і розробка механізму збереження у сільськогосподарському виробництві людей старших вікових груп та підвищення їх професійного рівня за рахунок вивчення сучасних технологій та матеріалів, машин та обладнання.

Список літератури

1. Амоша О.І. Організаційно-економічні механізми активізації інноваційної діяльності в Україні / О.І. Амоша // Економіка промисловості. – 2006. – № 5. – С. 15–21.
2. Гойчук О.Г. Продовольча безпека: монографія / О.Г. Гойчук. – Житомир: Полісся, 2004. – 348 с.
3. Діброва А.Д. Державне регулювання сільськогосподарського виробництва: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня д-ра екон. наук: спец. 08.00.03. «Економіка та управління національним господарством» / А.Д. Діброва. – К., 2008. – 32 с.
4. Ковальчук К.Ф. Оцінка діяльності кадрового управлінського персоналу промислового підприємства як основний чинник підвищення його економічної безпеки // К.Ф. Ковальчук, Є.М. Фріман, І.М. Фріман / Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Серія: Економічні науки. – Кіровоград. – 2009. – №15. – С. 3–10.
5. Михайлюк О.Н. Три форми – три важнейших элемента системы государственной поддержки сельского хозяйства // О.Н. Михайлюк / Аграрный вестник Урала. – 2009. – №6. – С. 15–19.
6. Саблук П.Т. Проблеми організації управління в аграрному секторі та шляхи їх вирішення / П.Т. Саблук, В.П. Ситник, М.Ф. Кропивко, С.М. Кваша, А.Д. Діброва та ін. // Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. – К.: ННЦ ІАЕ, 2005. – С. 192–196.

В статье проведён анализ состояния и сформованы основные направления экономических мероприятий государственного регулирования сельскохозяйственного производства на примере Киево-Святошинского района.

Агропромышленный комплекс, экономический механизм, сельскохозяйственное производство, государственное регулирование.

There is analysis the situation and formed the main directions of economic measures state regulation of agricultural production as example of Kiev-Svyatoshinskiy district in paper.

Agriculture, economic mechanism, agricultural production, state regulation.