МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ

В І С Н И К
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

Випуск 107

«МЕХАНІЗАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА»

Том 2

Харків 2011

УДК 631.171
ББК 40.71

Друкується за рішенням вченої ради Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка від 24.02.2011 р., протокол № 7

В збірник включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, провідних вищих навчальних закладів, науково-дослідних інститутів і підприємств, в яких відображені результати теоретичних і експериментальних досліджень.

Редакційна колегія:

Член-кореспондент УААН, професор **Мазоренко Д.І.** (відповідальний редактор); академік УААН, професор, д. т. н. **Заїка П.М.;** член-кореспондент УААН, професор, д. т. н. **Тіщенко Л.М.;** професор, д. т. н. **Войтов В.А.;** професор, д. т. н. **Завгородній О.І.;** професор, д. т. н. **Лебедєв А.Т.;** професор, д. т. н. **Манчинський Ю.О.;** професор, д. т. н. **Морозов І.В.;** професор, д. т. н. **Пастухов В.І.;** доцент, к. т. н. **Харченко С.О.** (заступник відповідального редактора); доцент, к. т. н. **Лук'яненко В.М.** (відповідальний секретар); професор, к. т. н. **Науменко О.А.;** професор, к. т. н. **Сандомирський М.Г.;** професор, к. т. н. **Бакум М.В.;** доцент, к. т. н. **Кірієнко М.М.**

Технічні секретарі: **Жиліна О.О., Богомолова В.П.**

Відповідальний за випуск **Харченко С.О.**

Наукове фахове видання
Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка
Випуск 107

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

Том 2

ISBN 5-7987-0176 X

© Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2011 р.

АНОТАЦІЯ

Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (ХНТУСГ) включає статті, в яких приведені результати науково-дослідних робіт, проведених в університеті, а також в інших навчальних закладах України, Польщі, Росії, на підприємствах, що мають сільськогосподарський профіль.

Вісник № 107 складається з двох томів. В перший том включені статті за напрямками експлуатація машинно-тракторного парку і сільськогосподарські машини. В другий том цього випуску включені статті за напрямками: трактори і автомобілі; якість, стандартизація та сертифікація; механізація тваринницьких ферм і безпека життєдіяльності. Вісник розрахований на наукових співробітників, викладачів, аспірантів, магістрів, студентів інженерно-технічних факультетів вузів сільськогосподарського профілю, фахівців сільськогосподарського виробництва.

АННОТАЦИЯ

Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко (ХНТУСХ) включает статьи, в которых приведены результаты научно-исследовательских работ, проведенных в университете, а также в других учебных заведениях Украины, Польши, России, на предприятиях, которые имеют сельскохозяйственный профиль.

Вестник № 107 состоит из двух томов. В первый том включены статьи за направлениями эксплуатация машинно-тракторного парка и сельскохозяйственные машины. Во второй том этого выпуска включены статьи за направлениями: трактора и автомобили; качество, стандартизация и сертификация; механизация животноводческих ферм и безопасность жизнедеятельности. Вестник рассчитан на научных сотрудников, преподавателей, аспирантов, магистров, студентов инженерно-технических факультетов вузов сельскохозяйственного профиля, специалистов сельскохозяйственного производства.

ABSTRACT

The bulletin of the Kharkov national technical university of agriculture of the name of Peter Vasilenko (KHNTUSKH) includes the articles, the results of research works, conducted in an university are resulted in which, and also in other educational establishments of Ukraine, Poland, Russia, on enterprises which have an agricultural type.

Bulletin № 107 consists of two volumes. In the first volume the included articles after directions exploitation of machine tractor park and agricultural machines. In the second volume this issue the articles are included after directions: tractors and cars; quality, standardization and certification; mechanization of stock-raising farms and safety of vital functions. An announcer is counted on research workers, teachers, graduate students, master's degrees, students of technical faculties of institutes of higher of agricultural type, specialists of agricultural production.

УДК 631.3.02.024.028

ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИЙ РЕЖИМ РУХУ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА ГОНІ

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Лебедєв С.А., к.т.н.
Харківська філія НДІПВТ імені Леоніда Погорілого

Погорілий В.В., заступник директора з наукової роботи та випробувальної діяльності
УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого

Обґрунтовано твердження про мінімальну витрату палива тракторним агрегатом при русі на гоні з постійною швидкістю.

Вступ. Енергетична ефективність тракторних агрегатів нерозривно пов'язана із забезпеченням їх роботи на економічних режимах при мінімальній витраті палива. У зв'язку з цим, напрям досліджень по обґрунтуванню оптимального по економічності режиму руху тракторного агрегату на гоні є важливою науково-технічною проблемою.

Аналіз основних досліджень і публікацій. У основу відомих досліджень [1,2] енергетичного аналізу тракторного агрегату при виконанні різних технологічних процесів покладені прямі паливо-енергетичні витрати і імовірнісний характер навантаження. Дана методика обґрунтування оптимальних швидкостей руху тракторного агрегату передбачає виконання великого об'єму експериментальних робіт і не дозволяє оцінити його енергетичний баланс з врахуванням енергетичного потенціалу агрегату. На необхідність обліку даних складових при енергетичному аналізі сільськогосподарських агрегатів звертається увага в роботах [3, 4].

Мета дослідження. Мета дослідження передбачає обґрунтування оптимального режиму руху тракторного агрегату на гоні, що забезпечує мінімум витрати палива.

Результати дослідження. Виконання тракторним агрегатом технологічної операції пов'язане з великими витратами енергії, яка витрачається як безпосередньо на виконання самої технологічної операції, так і на динамічні процеси, що виникають в системі «трактор-знаряддя». В даному випадку рівняння руху тракторного агрегату можна записати у вигляді [5]

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{m_m}{2}v^2\right) + R_c v = \eta_m N_e, \qquad (1)$$

де: m_m – маса тракторного агрегату (трактор – робоче знаряддя), кг;

ν – швидкість руху, м/с;

R_c – сила опору руху, Н;

η_m – тяговий ККД трактора;

N_e – номінальна потужність двигуна, кВт.

Перша складова даного рівняння характеризує несталий режим руху агрегату (розгін, повороти і т.д.), друга – сталий, визначається опором руху агрегату при певній швидкості.

З достатнім ступенем точності можна прийняти $\eta_m = const$ для певної швидкості руху тракторного агрегату, а R_c залежна, з одного боку, від технологічного процесу, рельєфу поля і т.д.; з іншого боку, вона квадратично залежить, наприклад при агрегатуванні трактора з ґрунтообробними машинами, від швидкості руху, тобто

$$R_c = R_c(\ell) + \kappa\nu + \kappa_1\nu^2 , \tag{2}$$

де: ℓ – поточне значення шляху, пройденого тракторним агрегатом на гоні від початку руху $(d\ell / dt = \nu)$;

$R_c(\ell)$ – складова сили опору руху, що не залежить від швидкості агрегату і є функцією від ℓ;

κ, κ_1 – постійні коефіцієнти.

В даному випадку рівняння (1) у функції ℓ з врахуванням (2) у відносних одиницях записується в безрозмірному вигляді:

$$\ell''\ell' + r_c(\ell)\ell' + \kappa\ell'^2 + \kappa_1\ell'^3 = \eta_m p , \tag{3}$$

де: ℓ', ℓ'' – швидкості і прискорення агрегату на певній ділянці гону;

r_c – опір руху;

p – потужність двигуна.

При допущенні, що витрата палива q двигуном є лінійною функцією потужності, справедливо

$$q = p + a , \tag{4}$$

де: a – постійна величина.

При проходженні тракторним агрегатом довжини гону ℓ за час T витрата палива двигуном трактора рівна інтегралу:

$$G = \int_o^m q dt = \frac{1}{\eta}\int_o^m (\ell''\ell' + r_c(\ell)\ell' + \kappa\ell'^2 + \kappa_1\ell'^3) dt + \int_o^m a dt . \tag{5}$$

Для визначення оптимального закону управління на гоні тракторним агрегатом для забезпечення мінімальної витрати палива досить знайти функцію $\ell(t)$, що доставляє мінімум функціоналу

$$I = \int_o^m \left[\ell'' \ell' + r_c(\ell)\ell' + \kappa \ell'^2 + \kappa_2 \ell'^3 \right] dt \qquad (6)$$

Шукана функція $\ell(t)$ повинна задовольняти наступним обмеженням:

- $\ell'' \le \ell''_{\max}$ – обмеження по максимальному прискоренню тракторного агрегату, що відображають умови роботи оператора і режими навантажень агрегату;

- $\ell' \le \ell'_{\max}$ – обмеження по максимальній швидкості, обумовлене в основному якістю виконання технологічного процесу;

- $p \le p_{\max}$ – обмеження по двигуну, що відображає можливе його перевантаження.

Подібні завдання вирішуються варіаційними методами [6], відповідно до яких рівняння екстремалей визначаються з рівняння Ейлера-Пуассона для функціонала (6)

$$\ell''(2\kappa + 6\kappa_1 \ell') = 0 . \qquad (7)$$

Дане рівняння розпадається на два рівняння $\ell'' = 0$ і $2\kappa + 6\kappa_1 \ell' = 0$, рішеннями яких є $v = const$.

Отже, найменша витрата палива досягається при русі тракторного агрегату на гоні з постійною швидкістю.

Даний висновок справедливий для будь-якої залежності сили опору руху r_c від поточного значення шляху, тобто $r_c(\ell)$ (члени, що містять функцію r_c в рівнянні Ейлера-Пуассона взаємно скорочуються).

Умова руху трактора з постійною швидкістю реалізується на більшості зарубіжних тракторів при застосуванні або багаторівневих двигунів (наприклад, фінські трактора Valtra (рис. 1), або двигунів постійної потужності, для яких характерний високий коефіцієнт запасу крутного моменту (відношення максимального моменту двигуна до номінального).

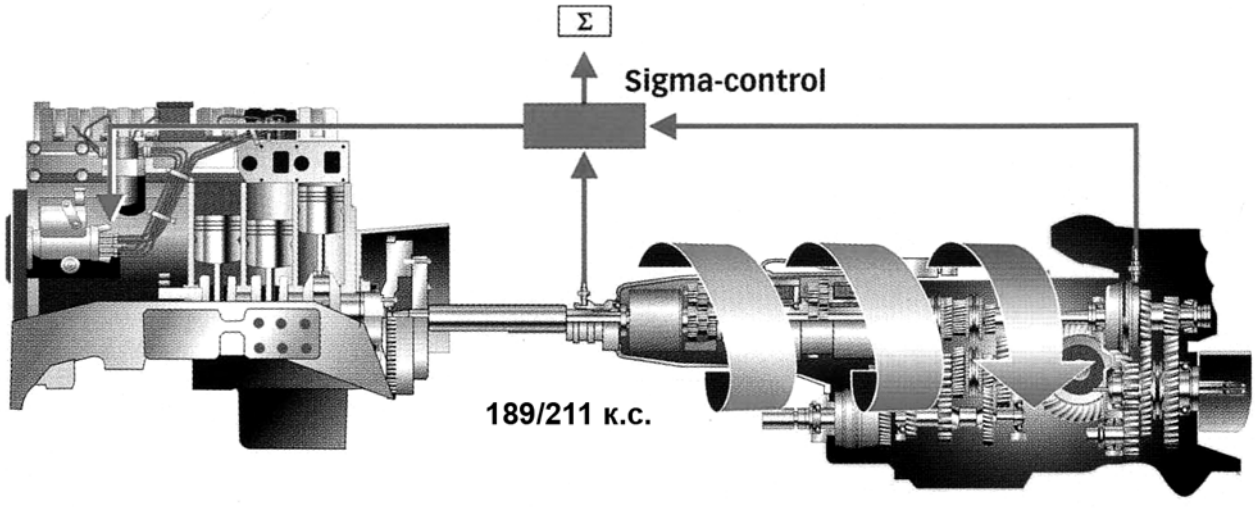


Рис. 1 – Загальний вигляд систем управління потужністю Sigma фінських тракторів Valtra [7].

Система управління потужністю Sigma-control за допомогою процесора управляє потужністю двигуна на тракторі Valtra на 174, 189 або 211 к.с.

Наприклад, під час руху на низький передачі, коли тяга трактора з достатньою для даного агрегату при русі з постійною швидкістю, використовується менша потужність двигуна.

Однак, коли виникає необхідність передати додаткову потужність, наприклад до ВВП, автоматично здійснюється збільшення потужності двигуна.

На сучасних тракторах (Катерпіллер, Міцубісі, Кейс та ін.) встановлюють дво- і трирівневі дизелі: нижчий за потужністю (тяговий) рівень має згаданий високий запас крутного моменту, а вищий технологічний рівень – більшу на 20/25 % потужність з меншим запасом крутного моменту (8-12 %).

Це забезпечує рух тракторного агрегату з постійною швидкістю на змінному агрофоні (рис.2).

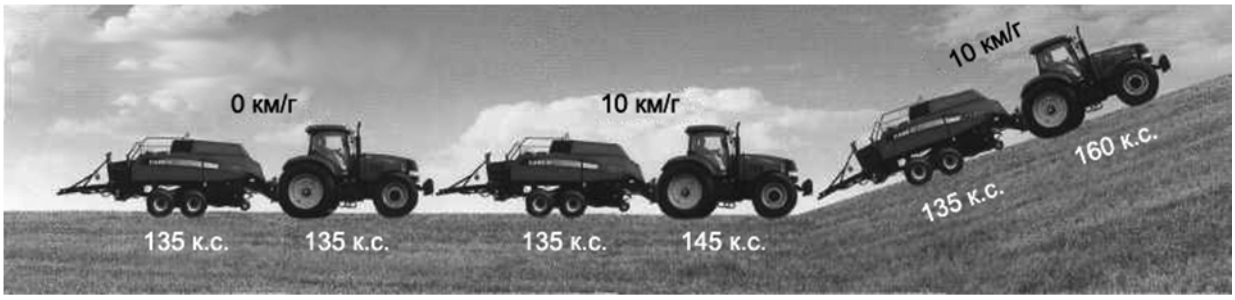


Рис. 2 – Автоматичне управління режимами роботи трактора Кейс для забезпечення роботи причіпних знарядь з приводом від ВВП.

Для двигуна постійної потужності (ДПП) характерний значний діапазон регулювання крутного моменту в області максимальних значень потужності і низьких питомих витрат палива.

Таблиця 1 – Параметри ДПП закордонних тракторів

Країна	Марка трактора	Потужність ДВЗ, кВт/к.с.	Оберти кол. вала, об/хв	Максимальний момент, Н·м	Запас крутного моменту (К), %
США	John Deer 7700	110/149	2100	670	42
	John Deer 7800	125/170	2100	775	44
	John Deer 8200	155/211	2200	942	39
	Challenger 35	156/212	2100	880	50
Німеччина	Steyr 9145 A	107/145	2300	576	30
	Steyr 8320	206/280	2400	1110	35
Англія	Favorit 515 C	110/149	2300	594	30
	Favorit 818	140/190	2200	808	33
	Favorit 824	169/230	2300	947	35
Італія	Fiatagri G 170 DT	125/170	2100	820	44
	Fiatagri G 190 DT	140/190	2100	888	40
Фінляндія	Valmet 8550	118/160	2200	650	27

Примітка. Запас крутного моменту двигунів тракторів серії ЮМЗ-80, МТЗ-180, ХТЗ-170 та ХТЗ-181: Д-240 – 20% , Д-260 – 24%, ЯМЗ-236 ДЗ – 15% і

ЯМЗ-238 КМ2 – 14%.

Ефективність застосування ДПП на тракторі залежить від рівня його постійної (максимальної) потужності і коефіцієнта запасу крутного моменту, від характеристики і параметрів трансмісії, що визначають її погоджувальні і регулюючі властивості. На вибір цих характеристик і параметрів переважно впливають такі чинники: регулюючі і енергетичні можливості ДПП, навантажувальне і перетворюючі властивості трансмісії, призначення та умови роботи трактора.

Узгодження параметрів ДПП та механічної ступеневої трансмісії (МСТ) сільськогосподарських тракторів полягає у виборі максимальної (постійної) потужності і коефіцієнта запасу крутного моменту двигуна, чисельності та розподілу робочих передач в МСТ. При цьому визначальними є умови роботи трактора, а для сільськогосподарського трактори загального призначення – умови його роботи на енергоємних операціях. Вибір і оцінку параметрів ДПП і МСТ доцільно здійснювати на підставі і з урахуванням наступних характеристик:

- узагальненої або приватної ймовірнісної розподілу середніх навантажень трактора на енергоємних сільськогосподарських роботах;
- граничних технологічних швидкостей МТА на цих роботах $(\nu_{\max} - \nu_{\min})$;
- обмежень, пов'язаних з агрегатуванням трактора з сільськогосподарськими машинами з активними робочими органами.

Графічна інтерпретація узгодження характеристики ДПП з характеристикою щільності розподілу приведених до його валу середніх моментів опорів M_o (рис. 3) – частина узгодження, яка відповідає вищої робочої передачу МСТ.

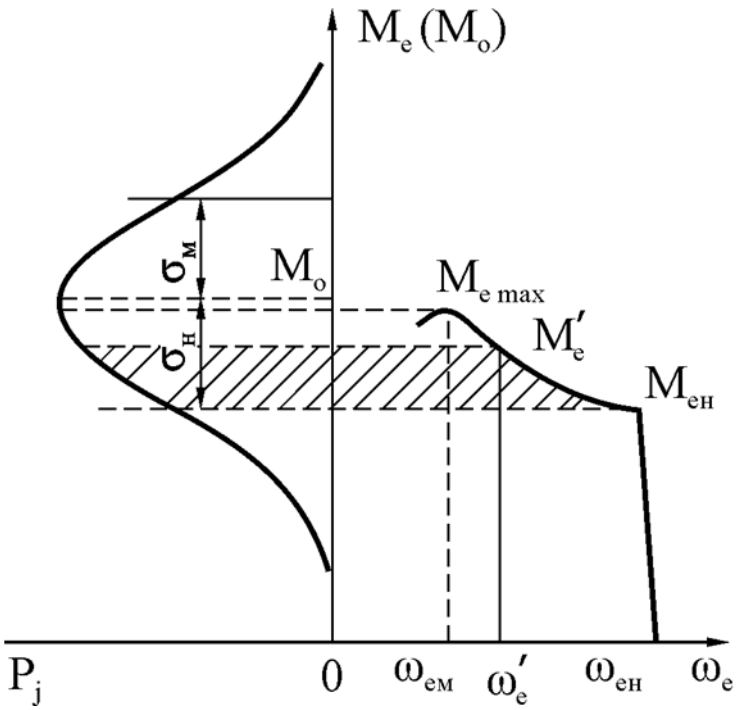


Рис. 3 – Узгодження характеристики $M_e(\omega_e)$ та ймовірнісної характеристики середніх моментів опору $M_o(P_j)$.

Зона коректорної ділянки характеристики ДПП $M_{ен}...M_{e\max}$ суміщена з частиною області щільності розподілу M_o, яка визначається $2\sigma_м$ (де $\sigma_м$ – середнє квадратичне відхилення M_o). Відповідно до графіка узгодження максимальна (постійна) потужність ДПП розраховується за формулою:

$$N_{ен} = (\overline{M}_o - \sigma_м)\omega_{ен} = \overline{M}_o(1-\nu_м)\omega_{ен}, \quad (8)$$

де: M_o і $\nu_м$ – відповідно автоматичне очікування і коефіцієнт варіації щільності розподілу M_c;

$\omega_{ен}$ – кутова швидкість вала ДПП на номінальному режимі, пов'язана з технологічною швидкістю руху МТА залежністю

$$\omega_{ен} = \frac{u_{тр}}{r_к}\nu_{\max}, \quad (9)$$

де: $u_{тр}$ – передаточне число трансмісії;

$r_к$ – радіус ведучого колеса трактора, м.

За узагальненої щільності розподілу M_o визначають число робочих передач. Для чого, враховуючи низькочастотні коливання поточних значень тягової навантаження, редуцируемої до валу двигуна, доцільно вибрати розрахунковий силовий інтервал ДПП $M'_e - M_{ен}$ (заштрихована зона). Причому крутний момент ДПП

$$M_e = \frac{M_{e\max}}{1+\nu_к}, \quad (10)$$

де: $\nu_к$ – коефіцієнт варіації щільності розподілу поточних значень M_o.

Число робочих передач

$$m_p = \frac{\ln D}{\ln K_м}, \quad (11)$$

де: D – діапазон середніх значень моментів опорів;

$$D \geq 2\sigma_м; \qquad K_м = M'_e / M_{ен}. \quad (12)$$

Отриманий ряд робочих передач може бути уточнений на підставі приватних імовірнісних характеристик розподілу середніх навантажень, в тому числі властивих для певних сільськогосподарських районів (району) або для деяких енергоємних операцій [8].

Слід враховувати, що робочі передачі використовуються також при агрегатуванні трактори загального призначення з сільськогосподарськими машинами, які вимагають фіксованих частот обертання (кутових швидкостей) ВВП: 540 або 1000 хв$^{-1}$. Для цього необхідно, щоб двигун працював на регуляторному ділянці характеристики при мінімальному відхиленні кутових швидкостей від номінального значення. Ефективність роботи МТА на цих

режимах двигуна залежить від інтервалів Δu між передавальними числами суміжних ступенів. Для забезпечення в цих умовах високого використання потужності двигуна і високих середніх швидкостей руху не рекомендується вибирати інтервали $\Delta u > 25\%$ [8].

Висновки. Найменша витрата палива досягається при русі тракторного агрегату на гоні з постійною швидкістю. Дана умова реалізується на більшості зарубіжних тракторів при застосуванні двигунів постійної потужності.

Список використаних джерел

1. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве / А.Н. Никифоров и др. – М.: РИЩ ВИМ, 1995. – 74 с.
2. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. – Л.: Колос, 1978. – 209 с.
3. Взоров Б.А., Молчанов К.К., Трепененков И.И. Снижение расхода топлива с.-х. тракторами путем оптимизации режимов работы двигателей // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. - № 6. – С. 10-14.
4. Левцев А.П., Ерохин М.Н. Энергетический анализ динамических систем СХА // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. - № 7. – С. 19-21.
5. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
6. Гельфанд Н.М., Фомин С.В. Вариационные исчисление. – М.: Физматгиз, 1961. – 238 с.
7. Трактори, мобільні навантажувальні машини / За ред. Кравчука В.І., Демидова О.А. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – 2010. – 176 с.
8. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

Аннотация

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА ГОНЕ

Лебедев А., Лебедев С., Погорелый В.

Обосновано утверждение о минимальном расходе топлива тракторным агрегатом при движении на гоне с постоянной скоростью.

Abstract

ENERGY-SAVING MODE OF MOTION OF THE TRACTOR UNIT ON THE RUT

A. Lebedev, S. Lebedev, V. Pogoreliy

Substantiated allegations of minimum fuel consumption when driving the tractor unit on the rut with a constant velocity.

УДК 631.37: 62-5

ОЦЕНКА УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА СИСТЕМЫ КУРСОВОЙ СТОЙКОСТИ С.-Х. МОТОАГРЕГАТОВ

Лебедев А.Т., д.т.н., проф., Овсянников С.И., к.т.н., доц.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Рассмотрены пути и методы стабилизации курсовой стойкости мотоагрегатов. Предложены модели фильтрации оценок изменяющихся параметров курсовой стойкости мотоагрегата на основе без координатных преобразований.

Актуальность. Работа с мотоагрегатами (мотоблоки, мотоорудия и пр.) приводит к быстрой утомляемости оператора [1]. Это связано с воздействием агрегата на оператора в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также интенсивным участием оператора в тяговой динамике системы. С целью уменьшения передачи воздействий со стороны машины на оператора в продольно-вертикальной плоскости используют технологические тележки–адаптеры, опорные колеса на орудиях, демпферы на приводах колес и штангах управления. Иначе обстоит дело в горизонтальной плоскости. Разность сцепных свойств опорного основания и движителей по бортам агрегата, смещение вектора силы тяги относительно продольной оси агрегата, случайные неровности поверхности движения приводят к уводу агрегата от заданной траектории движения.

Поэтому, **целью работы** является обоснование метода стабилизации курсовой стойкости агрегата и оценки влияния управляющего сигнала следящего устройства на механизмы управления.

Результаты. Для обеспечения курсовой стойкости мотоагрегатов разработана гидротрансмиссия (рис. 1с) раздельным управляемым приводом гидромотор-колес на основе силовых гидроцилиндров [2]. Трансмиссия выполнена по бортовой схеме и содержит насос H постоянной производительности, делитель потока по бортам $ДП_б$, управляемые дроссели $Д_1$ и $Д_2$, бортовые гидромотор-колеса $ГМ_1$ и $ГМ_2$ с реверсивным управлением вращения от золотникового или клапанного устройств P_1 и P_2.

Управление работой двигателя осуществляется рукояткой подачи топлива $П$. Заданную частоту вращения двигателя поддерживает всережимный регулятор $ВР$. В зависимости от внешней нагрузки на гидромоторах изменяется крутящий момент, развиваемый двигателем, который зависит от угловой скорости коленчатого вала и положения всережимного регулятора $ВР$. Сигнал курсового управления поступает в исполнительный орган $ИО$, при помощи которого изменяется пропускная способность дросселя $Д$, а, следовательно, скорость вращения гидромотора $ГМ$.

Автоматическое управление курсовой стойкостью мотоагрегата

представлено как структурная блок-схема (рис. 2). Сигнал от датчиков рулевого управления поступает в блок аналого-цифрового преобразователя (АЦП). Сюда же поступает сигнал от датчика курсового положения, в качестве которых можно использовать гирокомпас или другое подобное устройство. Цифровой сигнал обрабатывается процессором в соответствии с заданным алгоритмом и поступает в исполнительный орган привода гидротрансмиссии.

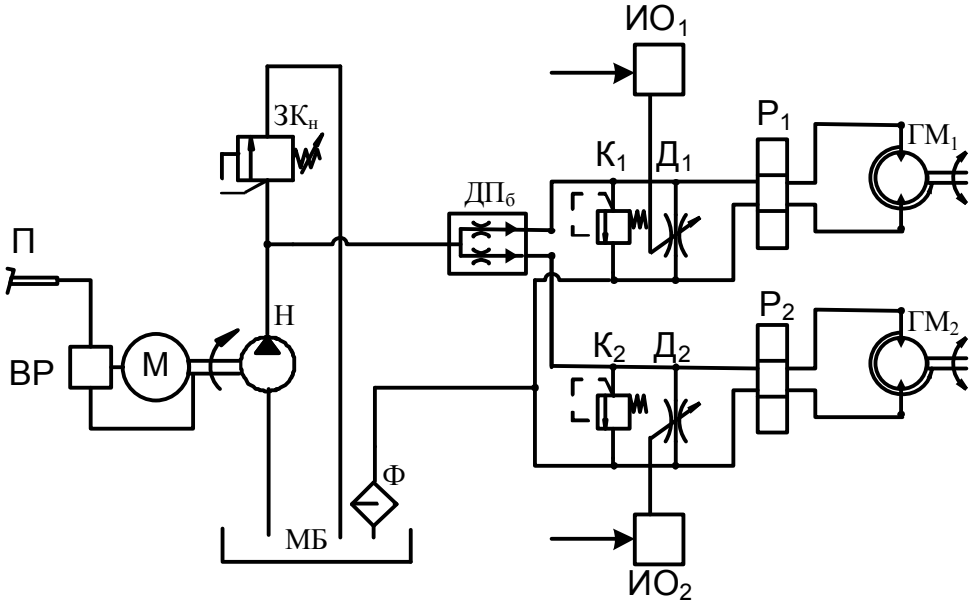


Рис. 1 – Структурная схема гидропривода трансмиссии мотоблока с независимым регулируемым управлением потоков

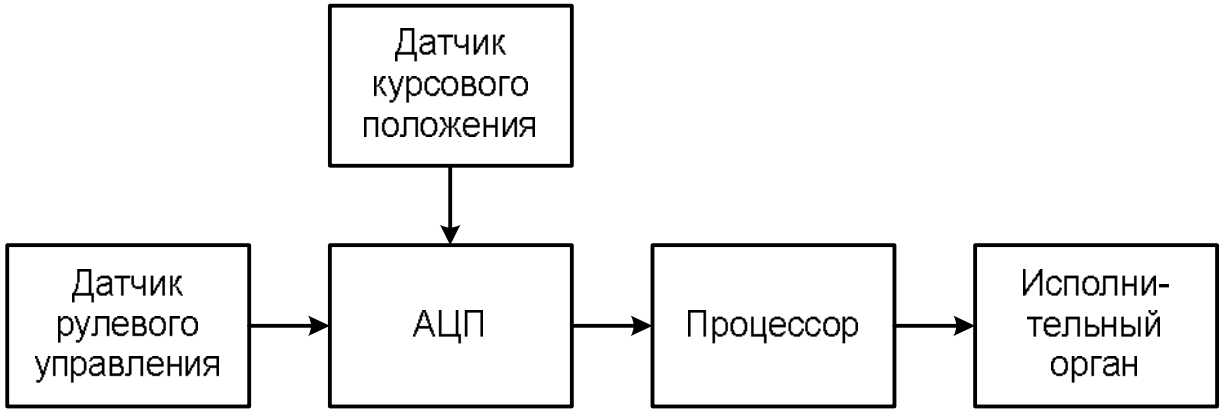


Рис. 2 – Структурная схема системы управления курсовой стойкостью мотоагрегата

При решении задач стабилизации движения в какой либо плоскости, применяют теорию оптимизации систем, одной из задач которой является адаптация к неизвестным заранее условиям управления. Под адаптацией в технике понимают приспособление технических устройств и систем к изменяющимся условиям их функционирования, неизвестных заранее. К условиям адаптации относится необходимость:

- оценивание изменяющейся обстановки;

- использования результатов оценивания для приспособления к выявленным изменениям.

Для стабилизации курсовой стойкости движения мотоагрегата в горизонтальной плоскости *XOY* рассмотрим возможность оценивания направления движения в данной плоскости. Заданное направление движения определяется единичным вектором $|\vec{\alpha}|=1$ (рис. 3). Истинное направление движения определяется вектором $\hat{\vec{\alpha}}$, которое является случайной величиной. Случайность оценки вектора $\hat{\vec{\alpha}}$ определяется для нашего случая разностью условий взаимодействия колес с почвогрунтом под правым и левым движителями (колесами): неровности поверхности движения, твердость и плотность почвы, изменение нормальной нагрузки на движители и т.д.

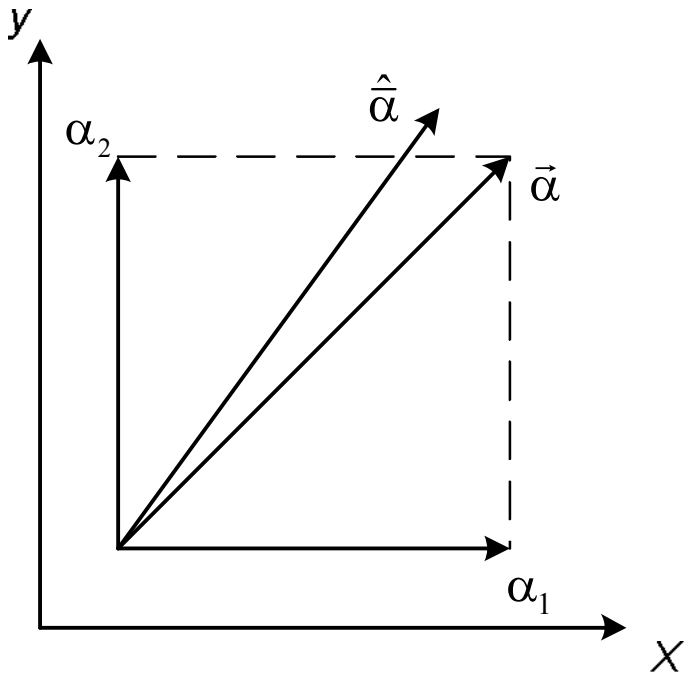


Рис. 3 – Схема к оценке направления движения в плоскости ХОУ

Задача заключается в оценке сигнала $\hat{\vec{\alpha}}$ и приближении ее к заданному направлению движения $\vec{\alpha}$, т.е. чтобы истинное направление движения как можно ближе совпадало с заданным. С точки зрения статистической теории оптимизации необходимо выбрать критерий и метод оптимизации.

Известно, что параметры поверхности движения и характеристики сцепных свойств описываются различными законами. Однако мгновенные значения колебаний подчиняются нормальному (Гауссовскому) закону распределения, причем изменение рельефа $x(t)$ является стационарным процессом с известными корреляционными функциями [3]:

$$\rho(\tau)=\int_0^{\infty} x(t)\cdot x(t-\tau)\cdot dt \qquad (1)$$

Среди множества существующих критериев оптимизации воспользуемся критерием минимума среднеквадратической ошибки (МСКО) [4]. Достоинство данного метода заключается в том, что он является следствием других критериев, а также может быть использован как самостоятельный критерий при оценке негауссовского распределения отклонений, что практикуется особенно широко в теории управления.

При использовании данного критерия ошибкой считается отклонение случайной оценки истинного направления $\hat{\vec{\alpha}}$ от известного заданного $\vec{\alpha}$. В данном случае МСКО имеет вид

$$M\left[\left|\hat{\vec{\alpha}}_y - \vec{\alpha}\right|^2\right] = \min, \qquad (2)$$

где: M – знак математического ожидания;

$\hat{\vec{\alpha}}_y - \vec{\alpha}$ - отклонение текущего направления от заданного (невязка направления).

Вычисление невязок текущих оценок $\hat{\vec{\alpha}}_y$ можно осуществить измерением пропорциональных им величин. Устройства вычисления величин, пропорциональных малым невязкам, называют дискриминаторами. Выходной эффект дискриминатора усиливается с повышением точности текущих оценок $\hat{\vec{\alpha}}_y$. Важной мерой повышения точности измерения является увеличение времени наблюдения параметров. При этом приходится считаться с возможным изменением параметра за это время, заранее вводя модели таких изменений при различных вариантах движения. В таком случае необходимо перейти к мгновенной квазилинейной фильтрации оценок. Не вдаваясь в теоретические основы такой фильтрации, запишем рекуррентные уравнения:

- фильтрации текущих оценок

$$\hat{\vec{\alpha}}_{k+1} = \vec{b}(\hat{\vec{\alpha}}_k) + \vec{C}_{k+1}^{-1} \cdot \vec{C}_{yk+1}(\hat{\vec{\alpha}}_{yk+1} - \vec{b}(\hat{\vec{\alpha}}_k)); \qquad (3)$$

- преобразования матрицы точности в процессе фильтрации

$$\vec{C}_{k+1} = (\vec{B}_k \cdot \vec{C}_k^{-1} \cdot \vec{B}_k^T + \vec{Q}_k)^{-1} + \vec{C}_{yk+1}, \qquad (4)$$

здесь $\vec{b}(\hat{\vec{\alpha}}_k)$ – оценка прогнозирования, определяющая математическое ожидание величины $\hat{\vec{\alpha}}_{k+1}$, описывает закон изменения параметра. С его помощью осуществляется прогноз оценки при переходе с k-го на k+1 шаг;

$\vec{B}_k$ – не случайная динамическая матрица пересчета приращений вектора состояния k-го шага измерения на следующий шаг;

$\vec{C}_k^{-1}$ – корреляционная матрица случайных ошибок измерения после k-го шага;

$\vec{Q}_k$ – матрица случайного обновления данных (матрица случайного дискретного маневра).

Рассмотрим использование данных уравнений на примере. Предположим, что скалярный дискретный параметр модуля вектора $\alpha_2 = x$ изменяется согласно модели с независимыми стационарными случайными первыми приращениями:

$$x_{k+1} = x_k + \mu_k, \tag{5}$$

где μ_k – случайный вектор, генерируемый датчиком случайных чисел.

Физически это означает, что регулярное изменение x от шага к шагу отсутствует. Однако возможно его случайное изменение. Заменяя матрицу маневра скалярной величиной дисперсии маневра, т.е. $\vec{Q} \to D_\mu$, уравнение фильтрации можно представить в виде:

$$\hat{x}_{k+1} = \hat{x}_k + \frac{D_{k+1}}{D_{yk+1}}(\hat{x}_{yk+1} - \hat{x}_k), \tag{6}$$

$$\frac{1}{D_{k+1}} = \frac{1}{D_k + D_{\mu k}} + \frac{1}{D_{y\,k+1}} \tag{7}$$

Дискретная следящая система, соответствующая зависимости (6), представлена на рис. 4.

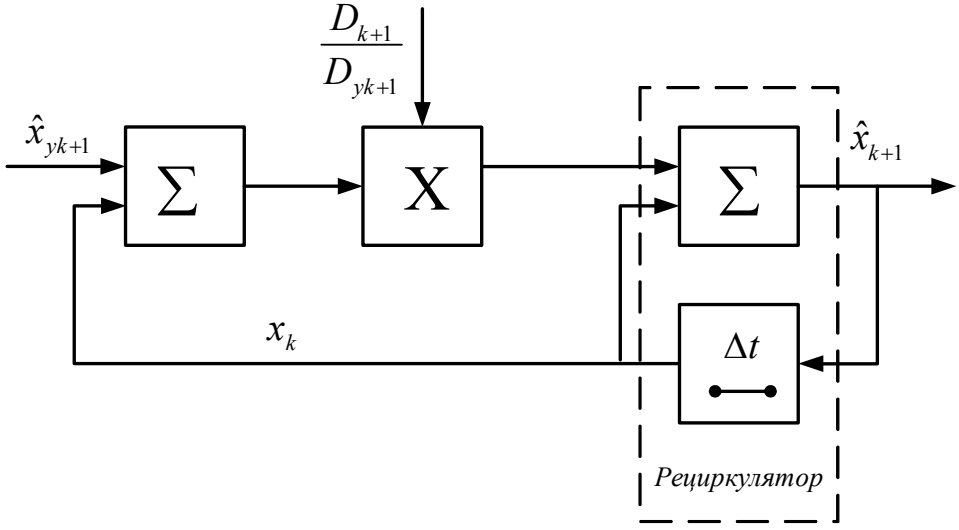


Рис. 4 – Структурная схема дискретной следящей системы с переменными параметрами.

Параметры следящей системы в переходных режимах являются переменными, переходящие в постоянные с установлением результирующей дисперсии. Последняя уменьшается согласно (7) по мере накопления результатов измерений. При этом, чем меньше $D\mu$, тем ниже установившееся значение дисперсии D, но продолжительнее процесс установления. Другими словами, задавая $D\mu$ можно изменять время реакции системы на случайное изменение параметра (изменять быстродействие). Фильтрация оценок дискретной случайной величины может быть реализована при помощи ЭВМ.

В аналоговых устройствах необходимо перейти к непрерывной фильтрации. Для описанного данного случая наиболее подходит Винеровская модель – модель случайного изменения параметра, удовлетворяющая дифференциальному уравнению $\frac{dx}{dt} = \mu(t)$. Это является результатом перехода от дискретной модели к непрерывной. Уравнение фильтрации примет вид:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{D}{D_y}\left(\hat{x}_y - \hat{x}\right), \tag{8}$$

$$\frac{dD}{dt} = Q - \frac{D^2}{D_y}. \tag{9}$$

Следящая система с переменными параметрами представлена на рис. 5.

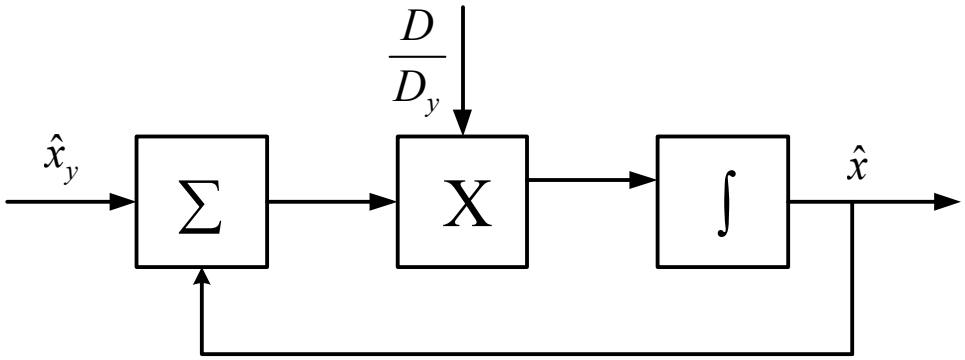


Рис. 5 – Синтезированная следящая система с переменными параметрами.

На практике вместо систем с плавно изменяющимися параметрами часто используют системы с постоянными или же с дискретно изменяющимися параметрами.

Список использованных источников

1. Овсянніков С.И. Классификация и концепция развития мини-агротехники // Вісник ХНТУСГ. Вип. 94 Системотехніка і технології лісового комплексу. – Харьков: ХНТУСХ. – 2010. – С. 304-309.
2. Ремарчук М.П. Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів // М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі, С.І. Овсянніков // Науковий вісник будівництва, Вип. 57, – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ. – 2010. – С. 430-434.
3. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. "Автомобили и тракторы" / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. - №?: с.: ил.
4. Радиоэлектронные системы: основы построения и теория. Справочник / Я.Д. Ширман, Ю.И. Лосев, Н.Н. Минервин и др. / Под ред. Я.Д. Ширмана. – М.: ЗАО "МАК ВИС", 1998. – 828 с.: ил.

Анотація

ОЦІНКА КЕРУЮЧОГО СИГНАЛУ СИСТЕМИ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ С.-Г. МАЛИХ АГРЕГАТІВ

Лебедєв А., Овсянніков С.

Розглянуті шляхи і методи стабілізації курсової стійкості мотоагрегатів. Запропоновані моделі фільтрації оцінок параметрів, що змінюються, на основі без координатних перетворювань.

Abstract

ESTIMATION OF MANAGING SIGNAL OF THE SYSTEM OF COURSE FIRMNESS OF AGRICULTURAL SMALL AGGREGATES

A. Lebedev, S.Ovsyannikov

Ways and methods of stabilizing of course firmness of small agricultural aggregates are considered. The models of filtration of estimations of changing parameters of course firmness of aggregate are offered on basis without co-ordinate transformations.

УДК 631.372

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО ЭНЕРГОЗАТРАТАМ ТРАКТОРОВ ПРИ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ

Лебедев С.А. к.т.н., Пипченко А.Н., инж.
Харьковский филиал УкрНИИПВТ имени Леонида Погорелого

По результатам экспериментальных исследований оценены энергозатраты тракторов общего назначения при основной обработке почвы.

Постановка проблемы. Освоение энергосберегающих технологий производства продукции растениеводства является одним из приоритетных направлений развития машинно-технологической сферы АПК. При этом первоочередными по актуальности задачами являются разработки методов энергетической оценки технологий и снижения энергозатрат машинно-тракторных агрегатов.

Анализ основных публикаций. В основу известной методики [1] энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве положена оценка затрачиваемой и получаемой энергии без учета специфики работы тракторных агрегатов. При этом первостепенное значение имеет обоснование критериев энергетической эффективности машинно-тракторных агрегатов (МТА) [2-4].

Цель исследования предусматривает анализ эффективности использования по топливо-энергетическим затратам тракторов общего назначения на основной обработке почвы.

Результаты исследований. При сравнении различных машинно-тракторных агрегатов при выполнении однотипной технологической операции энергозатраты рассчитываются по формуле [4]

$$\overline{E}_n = \overline{E}_{no} + \overline{E}_{n\partial} = 1{,}15 C_e \overline{G}_m / \overline{N}_e ,$$

где: $\overline{E}_{no} = C_e \overline{G}_m / \overline{N}_e$ – основные прямые топливо-энергетические затраты, т.е. затраты энергии при работе на нагрузочном (рабочем) режиме двигателя, МДж/га;

$\overline{E}_{n\partial}$ – дополнительные энергозатраты, т.е. затраты энергии при работе двигателя без нагрузки (на остановках) и с неполной нагрузкой (на поворотах и переездах), МДж/га;

$C_e = \alpha_m K_a / 0{,}36\eta_m\tau$ – коэффициент;

α_m – энергетический эквивалент дизельного топлива, МДж/кг [1];

K_a – удельное тяговое сопротивление рабочих машин, кН/м;

η_m – тяговое КПД на рабочем режиме;

τ – коэффициент использования времени смены;

$\overline{G}_m = f_1(\overline{M}_c)$ – математическое ожидание часового расхода топлива двигателя, кг/ч;

$\overline{N}_e = f_2(\overline{M}_c)$ – математическое ожидание эффективной мощности двигателя, кВт.

Анализ экспериментальных материалов по соотношению $\overline{E}_{no}$ и $\overline{E}_{n\partial}$ показывает, что в зависимости от видов технологических операций значения дополнительных прямых топливо-энергетических затрат составляют 10 – 15% от основных топливо-энергетических затрат, т.е.

$$\overline{E}_{n\partial} = (0{,}1 - 0{,}15)\ \overline{E}_{no} .$$

С целью оценки технологических энергозатрат машинно-тракторных агрегатов в испытательном отряде Харьковского филиала УкрНИИПВТ им. Л. Погорелого были проведены сравнительные испытания колесных тракторов ХТЗ-17221 с дизелем ЯМЗ-236Д-3 (базовый вариант) и ХТЗ-17224 с дизелем ЯМЗ-236НК, гусеничного трактора ХТЗ-18107 с дизелем ЯМЗ-238КМ2-3 (табл. 1, 2).

Таблица 1 – Краткая техническая характеристика тракторов ХТЗ-17221, ХТЗ-17224 и ХТЗ-18107

Показатель	Значение показателя		
Параметры дизеля:	ЯМЗ-236Д-3	ЯМЗ-236НК	ЯМЗ-238КМ2-3
– номинальная мощность, кВт (л.с.)	128,7 (175)	139,7 (190)	139,7 (190)
– эксплуатационная мощность, кВт (л.с.)	125,3 (170,4)	136,0 (184,9)	130,5 (177,4)
– номинальная частота вращения коленвала, $мин^{-1}$	2100	1900	2100
– удельный расход топлива при эксплуатационной мощности, г/кВт·ч (л.с.ч)	256,9 (189)	236 (172)	249 (186,2)
Параметры трактора:	ХТЗ-17221	ХТЗ-17224	ХТЗ-18107
– максимальная тяговая мощность на стерне озимой пшеницы, кВт (л.с.)	89,9 (122,2)	95,0 (129,2)	91,1 (123,9)
– скорость трактора вперед при номинальной частоте вращения коленвала, км/час	3,44 – 29,6	3,9 – 31,0	4,26 – 15,31
– тяговый КПД на стерне озимой пшеницы	0,70	0,70	0,72

Таблица 2 – Эксплуатационно-технологические параметры тракторов ХТЗ-17221, ХТЗ-17224 и ХТЗ-18107

Технологическая операция	Значение показателя				
	Рабочая скорость, км/ч	Загрузка двигателя	Производительность сменная, га/ч	Расход топлива, кг/га	Энергозатраты, МДж/га
Глубокая пахота (ПРУН-5-45)					
ХТЗ-17224	7,80	0,956	1,70	14,77	482,4
ХТЗ-17221	5,80	0,965	1,30	15,93	520,3
ХТЗ-18107	7,85	0,940	1,75	14,90	486,6
Глубокое рыхление (БРГ-4,2)					
ХТЗ-17224	9,10	0,870	3,60	5,72	186,8
ХТЗ-17221	7,80	0,884	3,10	6,38	208,4
ХТЗ-18107	9,20	0,860	3,55	6,10	199,2
Культивация (КПЕ-6)					
ХТЗ-17224	9,38	0,838	5,60	4,75	176,4
ХТЗ-17221	9,35	0,840	5,60	6,05	200,1
ХТЗ-18107	9,20	0,830	5,58	6,20	202,4

Анализ материалов табл. 2 показывает, что по энергозатратам на выполнение технологического процесса наиболее эффективен трактор ХТЗ-17224 с дизелем ЯМЗ-236НК, имеющий меньший в сравнении с дизелями ЯМЗ-236Д-3 и ЯМЗ-238КМ2-3 удельный расход топлива при эксплуатационной мощности (см. табл. 1). Например, на пахоте озимой пшеницы на глубину 30 – 32 см энергозатраты на 1 га в сравнении с трактором ХТЗ-17221 меньше на 8%

и практически одинаковы с энергозатратами трактора ХТЗ-18107. При снижении энергоемкости технологического процесса сохраняются пониженные энергозатраты трактора ХТЗ-17224, особенно в сравнении с гусеничным трактором.

По материалам табл. 2 можно сделать вывод о наиболее предпочтительном по энергозатратам использовании колесного трактора ХТЗ-17224 при выполнении различных технологических операций. Однако, данное заключение не учитывает годовую загрузку колесных и гусеничных тракторов при выполнении различных технологических операций. Энергетическая эффективность сравниваемых агрегатов оценивается по формуле

$$E_г = (E_{пб} - E_п) T_г W_ч,$$

где: $E_{пб}, E_п$ – энергозатраты базового и сравниваемого агрегатов, МДж/га;

$T_г$ – загрузка агрегата за 1600 ч работы, ч;

$W_ч$ – производительность агрегата, га/ч.

При испытаниях тракторов ХТЗ-17221, ХТЗ-17224 и ХТЗ-18107 за 1600 ч работы распределение $T_г$ по видам работ составило: глубокая пахота – ХТЗ-17221 и ХТЗ-17224 – 700 ч, ХТЗ-18107 – 1000 ч; глубокое рыхление – ХТЗ-17221 и ХТЗ-17224 – 500 ч, ХТЗ-18107 – 300 ч; культивация – ХТЗ-17221 и ХТЗ-17224 – 400 ч, ХТЗ-18107 – 300 ч.

При данной годовой загрузке тракторов на различных технологических операциях с учетом их производительности (см. табл. 2) экономия энергозатрат и топлива в сравнении с базовым трактором ХТЗ-17221 при эквиваленте 1 кг дизельного топлива 42,9 МДж получена: на глубокой пахоте – ХТЗ-17224 – 45101,0 МДж/агр (1039,2 кг/агр), ХТЗ-18107 – 58975,0 МДж/агр (1358,8 кг/агр); на глубоком рыхлении – ХТЗ-17224 – 38880,0 МДж/агр (895,8 кг/агр), ХТЗ-18107 – 9798,0 Мдж/агр (225,8 кг/агр); на культивации – ХТЗ-17224 – 53088,0 МДж/агр (1223,2 кг/агр), ХТЗ-18107 – 3850,2 МДж/агр (-88,7 кг/агр).

Выводы. По энергозатратам на энергоемких работах наиболее эффективен гусеничный трактор ХТЗ-18107. На менее энергоемких работах, например культивации, его эффективность отрицательна. Трактор ХТЗ-17224 с дизелем ЯМЗ-236НК на всех видах работ по энергозатратам более эффективен трактора ХТЗ-17221 с дизелем ЯМЗ-236Д-3.

Список использованных источников

1. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве / А.Н. Никифоров и др. – М.: РИО ВИМ, 1995. – 95 с.
2. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. – Л.: Колос, 1978. – 290 с.
3. Джаборов Н.И., Эвиев В.А. Эффективность использования техники по топливо-энергетическим затратам // Тракторы и сельскохозяйственные

машины. – 2005. – № 4. – С. 26-28.
4. Агеев Л.Е., Джаборов Н.И., Эвиев В.А. Оптимизация энергетических параметров МТА // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 2. – С. 19-20.

Анотація

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ЗА ЕНЕРГОВИТРАТАМИ ТРАКТОРІВ ПРИ ОСНОВНИЙ ОБРОБЦІ ҐРУНТУ

Лебедєв С., Пипченко О.

За результатами експериментальних досліджень оцінено енерговитрати тракторів загального призначення при основній обробці ґрунту.

Abstract

EFFICIENT USE OF ENERGY COSTS OF THE TRACTOR TILLAGE

S. Lebedev, A. Pipchenko

According to the results of experimental researches energy general purpose tractors in primary processing of soil.

УДК 629.114

ВЛИЯНИЕ БЛОКИРОВКИ КОЛЕС НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ

Подригало М.А., д.т.н., проф., Савченков Б.В., к.т.н., Холодов М.П.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Определенное влияние блокировки задних колес на эффективность торможения тракторов классической компоновки. Показано, что снижение эффективности торможения обусловлено резким уменьшением вертикальной нагрузки на колеса при их блокировании.

Введение. Большинство моделей тракторов классической компоновки классов 6-14 кН имеют тормозные механизмы только на колесах задней (наиболее нагруженной) оси. При торможении нормальная реакция опорной поверхности на задних колесах уменьшается, что влечет за собой уменьшение предельной по сцеплению тормозной силы и снижение эффективности торможения. Причиной снижения вертикальной нагрузки на ось является действие опрокидывающего момента на трактор в продольной плоскости в процессе торможения.

В настоящей статье определено влияние блокировки колес на уменьшение нормальной реакции опорной поверхности, действующей на

задние (тормозные) колеса трактора классической компоновки. Показано, что наилучшим с позиции обеспечения максимально возможной эффективности торможения является режим торможения при задних колесах трактора, находящихся на пределе блокирования.

Анализ последних достижений и публикаций. Для оценки эффективности торможения колесного трактора с одной задней тормозной осью используется расчетная схема, приведенная на рис.1.

Предельная по сцеплению тормозная сила, которую способен реализовать трактор определяется следующей зависимостью

$$P_T = \varphi R_{z2}, \tag{1}$$

где: φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;

R_{z2} – нормальная (вертикальная) реакция дороги на задних колесах (суммарная).

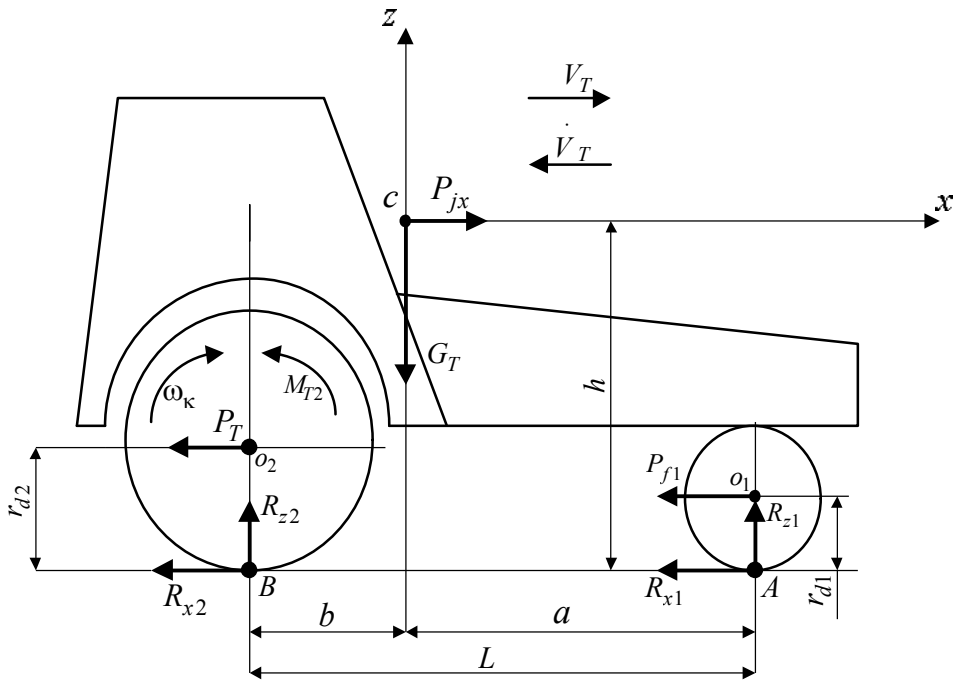


Рис. 1 – Схема сил, действующих на трактор при торможении.

Для определения реакции R_{z2} составляется уравнение равновесия моментов в продольной плоскости симметрии трактора [1]

$$\sum M_A = R_{z2} \cdot L - G_T \cdot a + P_{jx} \cdot h = 0, \tag{2}$$

где: L – продольная колесная база;

a – расстояние от передней оси трактора до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;

h – высота центра масс трактора;

G_T – общий вес трактора;

P_{jx} – сила инерции поступательного движения трактора,

$$P_{jx} = -\frac{G_T}{g}\dot{V}_T = \frac{G_T}{g} j_x, \tag{3}$$

где: g – ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2;

$\dot{V}_T$ – линейное ускорение трактора;

j_x – замедление трактора при торможении,

$$j_x = -\dot{V}_T. \tag{4}$$

Из выражения (2) определим

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_{jx} \cdot \frac{h}{L} = G_T \cdot \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \right). \tag{5}$$

Учитывая выражение (1), а также известное [2] соотношение

$$j_x = m_x \varphi g, \tag{6}$$

получим после преобразований

$$m_x = \frac{a/L}{1 + \varphi h/L}, \tag{7}$$

где: m_x – коэффициент использования сцепного веса трактора при торможении только задними колесами [3],

$$m_x = \frac{P_T}{\varphi G_T}. \tag{8}$$

Подставляя (7) в (6), получим уравнение для максимально возможного замедления трактора при торможении только задних колес

$$j_x^{'} = \varphi g \frac{a/L}{1 + \varphi h/L}. \tag{9}$$

Условием достаточности установки тормозов только на колесах задней оси является [3]

$$j_x \geq [j_x], \tag{10}$$

где: $[j_x]$ – нормативное значение среднего установившегося замедления трактора;

$[j_x] = 3{,}5$ м/с^2 – в соответствии со стандартами СНГ [4] и [j_x] = 2,5 м/с^2 – по международным стандартам [5].

Невыполнение условия (10) для определенных моделей тракторов, а также рост транспортных скоростей движения V_T до 40 км/ч и выше вынудил многие фирмы-производители устанавливать тормоза не только на задних, но и на передних колесах тракторов классической компоновки [6,7]. Это повлекло за

собой увеличение себестоимости продукции и усложнение конструкции тракторов.

Однако при составлении уравнения (2) авторами работ [1,2,3,7] рассматривалась одномассовая расчетная схема, характерная для движения трактора с заблокированными колесами при торможении. В этом случае величина нормальной реакции на задних колесах трактора меньше, чем при торможении с колесами находящимися на грани блокирования. Таким образом, реализуются меньшая тормозная сила P_T и замедление j_x трактора.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является оценка возможности повышения эффективности торможения колесных тракторов только задними тормозными механизмами при поддержании колес на пределе блокирования.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить нормальную реакцию на задних незаблокированных колесах трактора;

- произвести оценку увеличения эффективности торможения трактора при поддержании задних колес на пределе блокирования.

Определение нормальных реакций на задних колесах. Тормозной момент M_T на колесе, как и касательная реакция R_x в контакте колеса с дорогой являются внешними по отношению к колесу и трактору усилиями [8]. При блокировании колеса тормозной момент M_T становится внутренним усилием и, для данного случая, уравнение (2) справедливо. При незаблокированных в процессе торможения колесах (рис.1) момент M_{T2} и касательная реакция R_{x2} приводятся к тормозной силе P_T, приложенной к оси задних колес. В этом случае, составляя уравнение равновесия моментов относительно центра масс трактора, получим

$$\sum M_c = R_{z1} \cdot a - R_{x1} \cdot (h - r_{д1}) - R_{z2} \cdot b - P_T (h - r_{д2}) = 0, \qquad (11)$$

где: b – расстояние от задней оси до проекции центра масс трактора на горизонтальную плоскость;

R_{z1} – нормальная реакция дороги на передних колесах;

Откуда определим R_{z2}, учитывая, что $R_{z1} = G_T - R_{z2}$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_{д2}}{L} - R_{x1} \cdot \frac{h - r_{д1}}{L}, \qquad (12)$$

где: $r_{д1}, r_{д2}$ – динамические радиусы передних и задних колес, соответственно;

R_{x1} - касательная реакция на передних колесах трактора обусловленная сопротивлением качению передних колес,

$$R_{x1} = f \cdot R_{z1} = P_{f1} \qquad (13)$$

где: f – коэффициент сопротивления качению передних колес;

P_{f1} - суммарное сопротивление качению передних колес.

Подставляя (13) в (12) и учитывая, что $R_{z1} = G_T - R_{z2}$, получим

$$R_{z2} = \frac{G_T\left(\frac{a}{L} - f\frac{h - r_{д1}}{L}\right) - P_T\frac{h - r_{д2}}{L}}{1 + f\frac{h - r_{д1}}{L}}. \qquad (14)$$

Пренебрегая величиной $f\frac{h - r_{д1}}{L}$ (ввиду ее относительной малости) упростим выражение (14)

$$R_{z2} = G_T\frac{a}{L} - P_T\frac{h - r_{d2}}{L}. \qquad (15)$$

При торможении на пределе блокирования задних колес допустимо использовать соотношение (1). В этом случае уравнение (15) примет вид

$$R_{z2} = G_T\frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi\frac{h - r_{д2}}{L}}. \qquad (16)$$

Оценка увеличения эффективности торможения трактора при поддержании задних колес на пределе блокирования. Максимально возможная тормозная сила, реализуемая на пределе блокирования задних колес трактора, определяется после подстановки (16) в (1)

$$P_T = G_T\varphi\frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi\frac{h - r_{д2}}{L}}. \qquad (17)$$

Замедление трактора при торможении

$$j_x'' = \frac{P_T}{G_T}g = \varphi g\frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi\frac{h - r_{д2}}{L}} = m_x\varphi g. \qquad (18)$$

Коэффициент использования сцепного веса трактора при торможении

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi\frac{h - r_{д2}}{L}} = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi\frac{h}{L}\left(1 - \frac{r_{д2}}{h}\right)}. \qquad (19)$$

Сравнивая между собой выражения (9) и (18), а также – (7) и (19), можно сделать вывод о том, что при поддержании задних колес трактора на пределе

блокирования происходит увеличение m_x и j_x по сравнению с режимом торможении трактора при заблокированных задних колесах.

Относительное увеличение замедления трактора при поддержании задних колес трактора на пределе блокирования по сравнению с вариантом блокированных задних колес

$$\delta j_x = \left(\frac{j_x''}{j_x'} - 1 \right) 100\% = \frac{\frac{\varphi r_{д2}}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{д2}}{L}} 100\% . \qquad (20)$$

На рис. 2 приведены графики зависимостей $\delta j_x(\varphi)$ для нескольких моделей колесных тракторов классической компоновки различных лет выпуска. Анализ графиков приведенных на рис. 2 показывает, что поддержание задних колес тракторов на пределе блокирования позволяет повысить эффективность торможения (величину установившегося замедления) на 10-20% в зависимости от геометрических параметров тракторов и коэффициента φ сцепления колес с дорогой. В таблице 1 приведены геометрические параметры тракторов, использованные при расчете характеристик, приведенных на рис. 2.

Таблица 1 – Геометрические параметры анализируемых моделей тракторов

Модель трактора	Шины задних колес	h ,м	L ,м	$r_{д2} = r_{шт\,2}^{(*}$,м
Т-16МГ	9,5-32	0,954	2,5	0,590
МТЗ-80/МТЗ-80Л	15,5 R38	0,805	2,37	0,730
МТЗ-80/МТЗ-80Л	18,4 L38	0,758	2,37	0,693
ХТЗ-6021	12,4 R28	0,852	2,175	0,578

*) При расчетах динамический радиус заднего колеса $r_{д2}$ принимался равным статическому радиусу $r_{шт\,2}$.

При получении зависимости (9) принималось допущение о том, что коэффициент φ сцепления с дорогой колес, находящихся на грани блокирования и заблокированных, одинаково. Однако известно, что при блокировании колес происходит уменьшение коэффициента сцепления последнего с дорогой. С учетом указанного замечания выражение (9) примет вид

$$j_x''' = \xi \varphi g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \xi \frac{\varphi h}{L}}, \qquad (21)$$

где: ξ – коэффициент учитывающий уменьшение коэффициента сцепления при блокировании колеса [9].

Для сухого асфальтобетона коэффициент $\xi = 0,8$. Относительное увеличение замедления трактора в этом случае

$$\delta j_x = \left(\frac{j_x''}{j_x'''} - 1 \right) 100\% = \frac{1 - \xi + \xi\varphi \frac{r_{д2}}{L}}{\xi \left(1 + \varphi \frac{h - r_{д2}}{L} \right)} 100\% . \qquad (22)$$

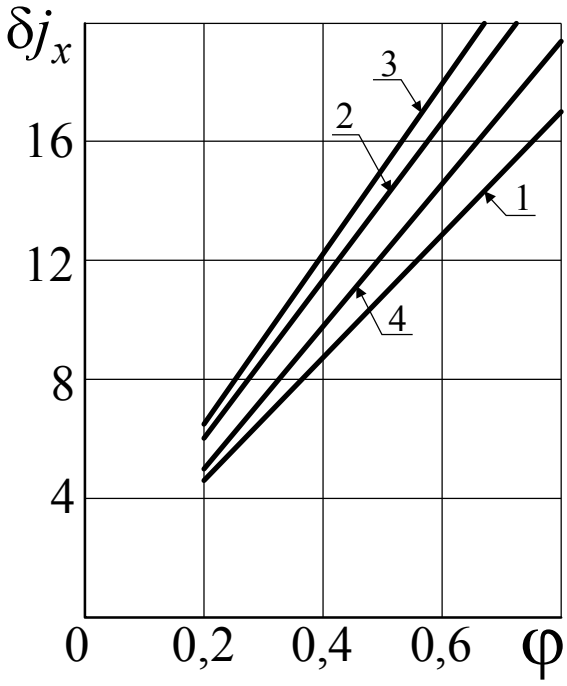


Рис. 2 – Относительное увеличение замедлений одиночного трактора при поддержании задних колес на пределе блокирования:

1 – самоходное шасси Т-16МГ (шины 9,5-32); 2 – трактор МТЗ-80/МТЗ-80Л (шины 15,5 R38); 3 – трактор МТЗ-80/МТЗ-80Л (шины 18,4 L38); 4 – трактор ХТЗ-6021 (шины 12,4 R28).

В таблице 2 приведен расчет δj_x с учетом уменьшения коэффициента сцепления φ при блокировании задних колес (для сухого асфальтобетона принимаем $\varphi = 0,8$).

Анализ результатов расчета, приведенных, в таблице 2 показывает, что торможение трактора классической компоновки задними колесами, находящимися на грани блокирования, позволяет увеличить среднее установившееся замедление на сухом асфальтобетоне от 39% до 49% (в зависимости от модели трактора).по сравнению со случаем торможения с блокированными колесами.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о необходимости улучшения управляемости тормозных механизмов трактора, что должно обеспечить водителю возможность более плавного подведения задних колес к пределу блокирования. В настоящее время на колесных тракторах классической компоновки классов 6-14 кН получили распространение закрытые дисковые тормоза с шариковым разжимным механизмом, обладающие высоким

серводействием и плохой управляемостью. Это означает, что торможения тракторов происходят с блокированием задних колес и низкой эффективностью. Резервом повышения эффективности торможения указанных тракторов (без установки тормозных механизмов на передние колеса) является применение на задних колесах тормозных механизмов прямого действия (без серводействия). Для компенсации повышения требуемого приводного усилия в настоящее время не составляет проблем применение усилителей в тормозном приводе. В качестве тормозных механизмов прямого действия лучше всего использовать дисковые тормозные механизмы отрытого типа.

Таблица 2 – Относительное увеличение замедления трактора при поддержании задних колес на пределе блокирования с учетом падения коэффициента сцепления φ при блокировании колес ($\varphi = 0,8; \xi = 0,8$)

Модель трактора	$r_{\ddot{a}2} = r_{\tilde{n}\grave{o}2}$,м	h,м	L,м	δj_x, 100%
Т-16МГ	0,590	0,954	2,5	39
МТЗ-80/МТЗ-80Л	0,730	0,805	2,37	48,4
МТЗ-80/МТЗ-80Л	0,693	0,758	2,37	47,3
ХТЗ-6021	0,578	0,852	2,175	42

Выводы

1. Исследование одномассовой модели трактора классической компоновки с задними тормозными колесами не позволяет произвести оценку эффективности торможения при нахождении задних колес на пределе блокирования. Применение двухмассовой модели трактора для исследования процесса торможения позволило определить резерв повышения эффективности торможения за счет поддержания задних колес на пределе блокирования.

2. Полученные зависимости позволили определить, что даже при сохранении коэффициентом сцепления своей величины постоянной после блокирования колес на сухом асфальтобетоне относительное увеличение замедления при поддержании задних колес на пределе блокирования составляет от 16% до20% и выше для различных моделей тракторов. При учете падения значения φ на 20% после блокирования задних колес на сухом асфальтобетоне указанное увеличение может достигать от 39% до 49% (в зависимости от модели трактора).

3. Применение на колесных тракторах классической компоновки тормозных механизмов с высоким серводействием (например, закрытых дисковых тормозов с шариковым разжимом колодок) приводит к их практически неуправляемому введению в действие, что влечет за собой быстрое блокирование задних колес и снижение эффективности торможения. Поэтому применение дисковых тормозов открытого типа (прямого действия) позволит улучшить управляемость тормозной системы, обеспечить возможность плавного доведения задних колес до грани блокирования и повысить эффективность торможения трактора без установки дополнительно тормозных механизмов на передние колеса.

Список использованных источников

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
2. Булгаков Н.А., Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьков. госуниверситета, 1962. – 36 с.
3. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / [Подригало М.А., Волков В.П., Павленко В.А., Бобров Я.А., Абрамов Д.А.]; под ред. М.А. Подригало – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.
4. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. ГОСТ 12.2.019 – 86. - [Введен. 01.07.87]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 25 с.
5. Правила проверки тормозных устройств сельскохозяйственных механизмов и критерии их эффективности. ASAE S365. JT (SAE J 1041). – Ростов на Дону: Перевод РН – 70996, 1987. – 15 с.
6. Лысов А.М., Развитие тормозных систем зарубежных тракторов при повышении транспортных скоростей / А.М. Лысов, С.Е Либцис // Тракторы и сельхозмашины.- 1989, № 10.-с. 48-49.
7. Либцис С.Е. Требования к тормозным системам тракторов при повышении транспортных скоростей. / С.Е. Либцис, М.А. Подригало // Тракторы и сельхозмашины.- 1990.- № 11. - с. 20 - 21.
8. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила». / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2007. - № 1. – с. 25-26.
9. Демьянюк В.А. Исследование возможности оптимизации процесса торможения автомобиля путем регулирования тормозных сил: дис… канд. техн. Наук:05.05.03. / Демьянюк Владимир Андреевич. - Львов, 1970.– 265 с.

Анотація

БЛОКУВАННЯ ЗАДНІХ КОЛІС НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРІВ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ

Подригало М., Савченков Б., Холодов М.

Визначений вплив блокування задніх коліс на ефективність гальмування тракторів класичної компоновки. Показано, що зниження ефективності гальмування обумовлене різким зменшенням вертикального навантаження на колеса при їх блокуванні.

Abstract

IMPACT OF REAR-WHEEL LOCKING ON THE EFFICIENCY OF CONVENTIONAL-TRACTOR BRAKING

M. Podrigalo, B. Savchenkov, M. Kholodov

Impact of rear-wheel locking on the efficiency of conventional-tractor braking has been determined. Lower braking efficiency was shown to result from abrupt decrease in vertical load exerted on blocked wheels.

УДК 621.436.038

ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛЯХ

Сандомирський М.Г., к.т.н., проф., Мироненко Г.П., к.т.н., доц., Плугатарьов А.В., магістр

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Розглянуті можливості покращення повітровикористання в дизелях з безпосереднім впорскуванням палива за рахунок більш дрібного розпилювання. Описаний варіант можливого рішення за рахунок використання акумуляторних форсунок.

Відомо, що на сучасних тракторних дизелях використовують як системи впорскування розподільчі, в яких багатосекційний паливний насос і форсунки з'єднані паливопроводами, та іншими, в яких паливний насос і форсунка з'єднані в одному агрегаті, а їх кількість на двигуні дорівнює кількості циліндрів, тобто на кожний циліндр встановлюють по одному такому агрегату, який має назву насос-форсунки і який приводиться в дію по більшості від кулачкового приводу, розташованому на газорозподільному валу. Є також інші варіанти паливних систем (наприклад, Comman Rail) з використанням електрокерування.

На сьогодні в експлуатації по-більшості використовують розподільні системи, які розглядаються в даній статті.

В цих системах паливо стискується в паливному насосі та перетікає по паливопроводу (який при цьому зазнає деформації) до форсунок, що встановлені на головках циліндрів двигуна, в яких під дією тиску палива відкривається відповідний переріз для протікання палива до розпилюючих отворів форсунки (сопел) і відбувається впорскування. При цьому в системі виникають хвильові явища, які впливають на точність дозування, а багато складових елементів системи можуть впливати на точність дозування особливо за дуже короткий термін, за який це відбувається.

Шлях палива до сопел форсунки, які розташовані в розпилювачі, перекритий клапаном, на який діє пружина, з одного боку, і паливо – з другого в напрямі відкривання клапана. Впорскування починається тоді, коли сила від дії палива на клапан (голчастої конструкції) перевищує дію стиснутої пружини.

Така схема форсунки має найбільше розповсюдження. Більшість відомих форсунок забезпечують початок впорскування при тиску палива (17,5÷20) МПа.

Коли голка форсунки досягає при впорскуванні упора рівень тиску, під яким паливо буде витікати через сопла, залежить від швидкості надходження палива з паливопроводу та протидії витіканню.

В сучасних розподільних паливних системах забезпечують максимальний рівень тиску впорскування в межах (35÷50) МПа. Спроби

подальшого збільшення тиску впорскування цими системами за статистичними даними не знайшли розповсюдження.

Разом з цим в останні роки було доведено, що за рахунок подальшого підвищення тиску впорскування, можливо суттєво збільшити економічність дизелів. Це пов'язано з тим, що при внутрішньому сумішоутворенні, яке має місце у всіх дизелях, дуже складно охопити паливом, що впорскується форсункою, все повітря, яке знаходиться в камері згоряння і, незважаючи на різні заходи, пов'язані з обранням форми камери згоряння, кількості струменів, які вибирають з метою охоплення повітря паливом при впорскуванні, та іншими рішеннями, в сучасних дизелях значна кількість повітря раціонально не використовується (коефіцієнт надлишку повітря α=1,75-2). Тобто майже половина повітря не приймає участі в процесі згоряння.

Встановлено, що цю картину можливо покращити, якщо досягти в процесі впорскування більш дрібного розпилювання палива, що покращить сумішоутворення та згоряння палива і показники двигуна в цілому.

Для забезпечення більш дрібного розпилювання і були запропоновані, замість розподільних систем впорскування, насос-форсунки, за допомогою яких можливо значно підвищити тиск впорскування і досягти суттєвого покращення процесу розпилювання палива. В цих системах сьогодні досягли тиску впорскування 200 МПа та більше.

Перебудова дизелів з розподільчими системами, що знаходяться в експлуатації, на системи з насос-форсунками неможливо, бо це потребує повної переробки двигуна.

Таким чином виникає проблема пошуку розподільчих систем з можливістю подальшого підвищення тиску впорскування.

Такою системою може бути розподільча система з використанням акумуляторних форсунок (рис. 1) [1].

Акумуляторна форсунка складається з корпуса 1, в якому розміщений розпилювач 2 з підпружиненою голкою 3, надігольною порожниною 4 та підігольною порожниною 5, зворотний клапан 6 з підклапанною порожниною 7. Паливопідведний канал 8 виконаний в корпусі і приєднаний до надігольної порожнини 4, та акумулятор 9. Останній з'єднаний через свердління 10 та 11 і зворотний клапан 6 з підвідним каналом 8, а через порожнину 7 та нагнітальний канал 12 – з підігольною порожниною 5. Акумулятор 9 розділений на дві частки 13 та 14, а свердління в його корпусі мають конусні отвори з протилежним орієнтуванням.

Форсунка працює таким чином. При подачі палива насосом воно по паливопроводу поступає у паливопідвідний канал 8, заповнює надігольну порожнину 4, що забезпечує надійне запирання голкою вихідного отвору розпилювача. Під тиском палива відкривається зворотний клапан 6 і паливо через канали 10 та 11 подається в акумулятор 9, причому через канал 10 встигає пройти більше палива порівняно з каналом 11 завдяки розташуванню конусів в цих каналах. Тиск в акумуляторі зростає.

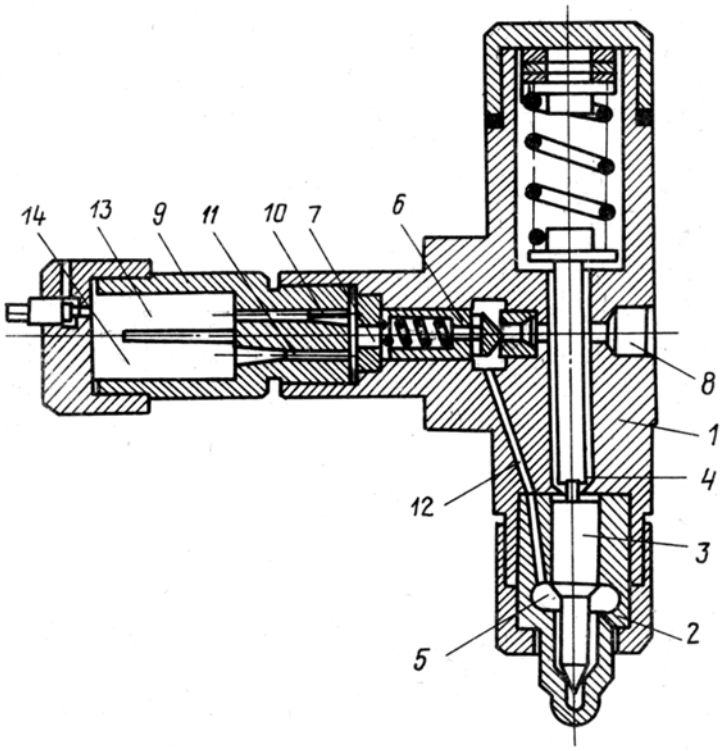


Рис.1

Після відсічки подачі палива в паливному насосі і зниженні тиску в паливопроводі зворотний клапан 6 під великим тиском в акумуляторі закривається і паливо через свердління 10 і 11 та порожнину 7 зворотного клапана через нагнітальний канал 12 надходить до підголкової порожнини 5, передаючи великий тиск з акумулятора на кільцеву поверхню голки, за рахунок чого вона підіймається, стискуючи пружину, як в звичайних форсунках. Відбувається впорскування.

За рахунок розташування конусів в каналах 10 і 11 (зі зворотною орієнтацією) при втіканні палива в акумулятор та витіканні з нього відбувається організований рух палива в акумуляторі, що запобігає його перегріванню.

Об’єм акумулятора встановлюють в залежності від потрібної максимальної подачі палива.

Дослідження роботи цих форсунок показали їх високу надійність і можливість підняти тиск впорскування до 90 МПа. Вони можуть бути змонтованими на будь-якому дизелі, який укомплектований розподільною системою впорскування палива.

Головний ефект від використання цих форсунок реалізується завдяки тому, що впорскування відбувається не в процесі нагнітання палива через паливопровод до форсунок з хвильовими явищами та коливаннями тиску, а після цього.

Разом з цим, на наш погляд, для усунення негараздів з надійністю роботи всієї системи паливоподачі зростання максимального тиску впорскування бажано обмежити величиною у 70 МПа, що достатньо для суттєвого покращення показників дизеля.

Висновки. 1. Розглянуті можливості покращення показників дизеля за рахунок підвищення тиску впорскування, що дає змогу більш ефективно використати стиснуте повітря в процесі згоряння і досягти бездимної роботи при

меншому значенні коефіцієнта надлишку повітря. 2. Проаналізована можливість підвищення тиску впорскування за рахунок використання акумуляторних форсунок.

Список використаних джерел

1. Авторське свідоцтво SU 1399493 A1 – "Акумуляторна форсунка".

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Сандомирский М., Мироненко Г., Плугатарев А.

Рассмотрены возможности улучшения воздухоиспользования в дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива за счет более мелкого распыления. Описан вариант возможного решения за счет использования аккумуляторных форсунок.

Abstract

RISE OF PRESSURE OF INJECTION OF FUEL IN TRACTOR DIESELS

M. Sandomirsky, G. Mironenko, A. Plugatarev

Possibilities of improvement of the air use in diesels with the direct injection of fuel due to more shallow dispersion are considered. The variant of possible decision due to the use of accumulator sprayers is described.

УДК 631.31

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРІВ ВИКОРИСТАННЯМ RCM МЕТОДУ

Макаренко М.Г., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Афанасьєва С. Є., зав. лаб., Макаренко О.М., м.н.с.

Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого

Розглядається використання RCM методу для забезпечення функціональної стабільності роботи тракторів.

Вступ. З метою зростання об'ємів виробництва продукції шляхом підвищення експлуатаційної стабільності роботи тракторів та забезпечення якісного виконання технологічних процесів, перш за все, необхідно мати більш досконалу

загально формалізовану логіко-математичну модель розв'язання технологічно-технічних задач для сільськогосподарського виробництва по ефективному використанню техніки, в тому числі і тієї, що має значний термін використання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням питань підвищення експлуатаційної стабільності роботи тракторів займались відомі вчені [1–3]. В практичному значенні розроблялась процедура визначення необхідних заходів, які гарантують, що трактор, як мобільний об'єкт сільськогосподарського виробництва продовжує виконувати ті функції, які необхідні в поточній ситуації. Методологія RCM зародилася в 70-х рр. у авіації. Спроба скоротити міжремонтний інтервал щоб збільшити надійність обладнання привела до зворотного результату: число відмов зросло, надійність зменшилася. Детальний аналіз стану обладнання і ремонтних робіт дозволив зробити несподіваний висновок: вірогідність відмов, як і надійність функціонування виробничих активів, на 85% не залежать від тривалості нормальної експлуатації. Іншими словами, виконання ТО і Р на основі принципу тимчасових інтервалів нераціонально для 85% обладнання.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є підвищення експлуатаційної стабільності роботи тракторів. Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити наступні задачі: визначити функції системи, механізму чи агрегату (що потрібно користувачу від нього); прогнозувати яким чином система, механізм чи агрегат може відмовити (функціональна відмова); причина що може привести до відмови; наслідки відмови (результат відмови); наскільки важлива відмова (наслідки відмови); чи можна зробити щось, щоб передбачити або запобігти відмові (план дій); що робити, якщо передбачити або запобігти відмові не можна (дії за умовчанням).

Результати досліджень. RCM (Reliability-Centered Maintenance) – технічне обслуговування, яке направлене на забезпечення надійності. Це перш за все формальна методологія, що дозволяє скоротити бюджет підприємства по ТО і Р на 20% і більше при збереженні надійності тракторів. Методологія RCM заснована на постулаті, згідно якому підтримка систем тракторів в бездоганному стані (згідно вказівок їх виробника) не є самоціллю, метою ж є забезпечення надійності критичних для діяльності підприємства виробничих і технологічних процесів.

В методології RCM основоположним принципом є принцип недопущення параметрів стану агрегатів трактора до значень, які приводять до порушення його функціонування в конкретному виробничому процесі. Це значення в RCM називається функціональною відмовою. В процесі використання методики RCM необхідно визначити подію або час, в який можна чітко зрозуміти, що агрегат входить в стан відмови. В інтервалі часу, що передує відмові необхідно здійснити дію на агрегат, щоб запобігти відмові. Підбираючи інтервал впливу на агрегат, можна гнучко набудувати дії по технічному обслуговуванню і істотно понизити кількість аварійних ситуацій і поломок тракторів.

Виділяють чотири ознаки, за допомогою яких можна визначити і характеризувати RCM, які на пряму не пов'язані з яким-небудь іншим методом планування технічного обслуговування.

Перша властивість «Збереження функцій системи» – перша і найважливіша ознака RCM. Вона дає можливість ухвалювати рішення про взаємозв'язок функцій системи з конкретним обладнанням на подальших стадіях процесу систематизовано, а не припускати апріорно, що «кожна одиниця обладнання в рівному ступені важлива». В підході до планування ТО в даний час ця тенденція є найпоширенішою.

Друга властивість. Виходячи з того, що головної задачею є збереження функції всієї системи, другою є втрата її функціональності, або функціональна відмова. Функціональні відмови мають безліч параметрів і видів, і часто є досить складною ситуацією. Дослідження великої кількості вірогідних проміжних станів украй необхідне, оскільки деякі з них можуть, у результаті, виявитися досить істотними. Тоді головним питанням є з'ясування причини функціональної відмови. Так, основним принципом другої ознаки є здійснення переходу до компонентів апаратних засобів за допомогою «ідентифікації різного роду несправностей, які можуть бути передбачуваною причиною небажаних функціональних відмов трактора».

Третя властивість. В процесі RCM «функції не є рівними», у зв'язку з цим всі функціональні відмови, які з'являються в процесі роботи, і що відповідно відносяться до них компоненти і види несправностей не однакові по своїй значущості. Таким чином, встановлюються пріоритети значущості видів несправностей. Все це реалізується за допомогою розподілу видів несправностей на нескладній трьохрівневій схемі рішень, яка дає можливість віднести кожний з видів до однієї з чотирьох категорій, які використовуватимуться далі для розробки логічного обґрунтовування розподілу пріоритетів.

Четверта властивість. Все вище сказане по суті є виробленням добре систематизованого плану, з якого видно куди (компонент), як і в якій послідовності необхідно рухатися при визначенні конкретних задач ТО тракторів, ґрунтуючись на головній задачі «збереження функції». Так, щоб виявити перелік можливих заходів ТО, необхідно звернутися до кожного з розташованих в пріоритетному порядку видів несправностей. На цій стадії у RCM виділяється ще одна, остання характерна особливість, яка потребує визначенні. Будь-яку можливу задачу ТО необхідно розглядати з погляду «застосовності і ефективності». «Застосовність» задачі – задоволення однією з трьох причин здійснення ТО в процесі її виконання не залежно від витрат. «Ефективність» – обґрунтована витрата ресурсів на її виконання.

У разі, коли більш ніж одна з можливих задач розглядається, як застосовна, необхідно вибрати якнайменше витратну, тобто найефективнішу задачу. В процесі ухвалення рішення про відмову від виконання задачі існує три критерії даного вибору. Дві причини відмови від виконання задачі – це її невідповідність критеріям застосовності і ефективності. Третя причина – низький пріоритет в класифікації.

Таким чином, задачі RCM тракторів полягають в наступному: збереження функціональної стабільності системи; встановлення видів несправностей, через які може бути порушено виконання функцій; розподіл функціональних потреб в

пріоритетному порядку (по типу несправності); вибір застосовних і ефективних задач ТО для видів несправностей з високим пріоритетом.

Вказані чотири ознаки тільки всі разом повною мірою описують поняття RCM. У зв'язку з цим, будь-який з процесів планування технічного обслуговування може бути віднесений до категорії RCM, тільки якщо він містить всі чотири ознаки. Щоб застосовувати методику RCM необхідно для кожного конкретного трактора визначити:

1. Які функції виконує агрегат трактора, як основні, так і допоміжні. При цьому потрібно з'ясувати не тільки, як повинен функціонувати агрегат з погляду користувача, але і переконатись, що даний агрегат здатний виконувати ті функції, яких від нього вимагає користувач.

2. Які можливі відмови, що спричиняють за собою припинення виконання цих функцій. В методології RCM стан обладнання, при якому виник дефект, що перешкоджає продовженню роботи обладнання, називається функціональною відмовою. Звичайно, шляхом експертних оцінок спочатку визначають які обставини можуть привести до виникнення дефекту, а потім визначаються ті події, які безпосередньо привели до виникнення дефекту.

3. Що є причиною кожної з можливих відмов трактора. Типовий список причин відмови (режими відмови) включає дефекти, викликані старінням і зносом. Проте список повинен включати також і дефекти, викликані помилками персоналу і дефектами викликаними прорахунками в проектуванні. Всі ці дефекти необхідно включати в список для того, щоб мати нагоду при їх виникненні діяти по наперед підготовленому плану.

4. До яких наслідків приводить кожна з відмов. Детальний аналіз типового виробництва приводить до списку від 3000 до 10000 можливих режимів відмов. Кожний з цих режимів деяким чином впливає на функціонування трактора, але результат у кожному конкретному випадку різний (рис. 1). Розмір наслідків дефекту напряму впливає на той об'єм заходів, які необхідно виконати для уникнення цього дефекту. Іншими словами, чим серйозніші можливі наслідки дефекту, тим більше готовність платити за заходи по його усуненню. Фактично RCM пропонує застосування технічного обслуговування і ремонту для тракторів не для запобігання дефектів як таких, а для уникнення або мінімізації можливих наслідків дефектів. Особливу роль відіграють прямі витрати на усунення будь-якого дефекту.

На підставі цього аналізу визначаються «найкритичніші активи», а для кожного активу вибираються різні варіанти дій. Відмінність технології RCM від загальноприйнятої практики полягає в тому, що тип дії на трактор вибирається з 4-х програм: реактивної (робота на відмову), превентивної (планове обслуговування), проактивної (заснованої на пошуку першопричин відмов – тобто організація ремонтів по стану), прогнозної (заснованої на прогнозі з певною надійністю часу виходу з ладу трактора).

RCM-аналіз базується на концепції ефективного управління технічним станом тракторів за допомогою аналізу ситуації, обліку можливих видів відмов агрегатів, оцінки вірогідності виходу з ладу і потенційних наслідків. Кожний елемент трактора може поводитися по різному. Одні можуть деградувати

швидше, інші повільніше, треті - переходять в критичні стани дискретно. Одні параметри можуть деградувати «автономно», не впливаючи на інші характеристики, деградація інших приводить до множинної відмови. Деградація параметра може відбуватися різноманітно, плюс до всього не на все потрібно реагувати обслуговуванням, можливо просто перевести обладнання в ощадний режим. Для кожного параметра необхідно зрозуміти характер деградації, ввести граничне значення і почати відстежувати його. Один з основних плюсів методології RCM – те, що з роками досліджень практично по всіх видах виробничих активів накопичена база знань, що допомагає вибудовувати криві вірогідності відмов для кожного агрегату трактора. З використанням кривих відмови по кожному трактору можна з досить великою надійністю визначити тривалість так званого напрацювання на відмову – середній час безвідмовної роботи. На підставі вже отриманих даних можна визначити оптимальний час для ремонту трактора.

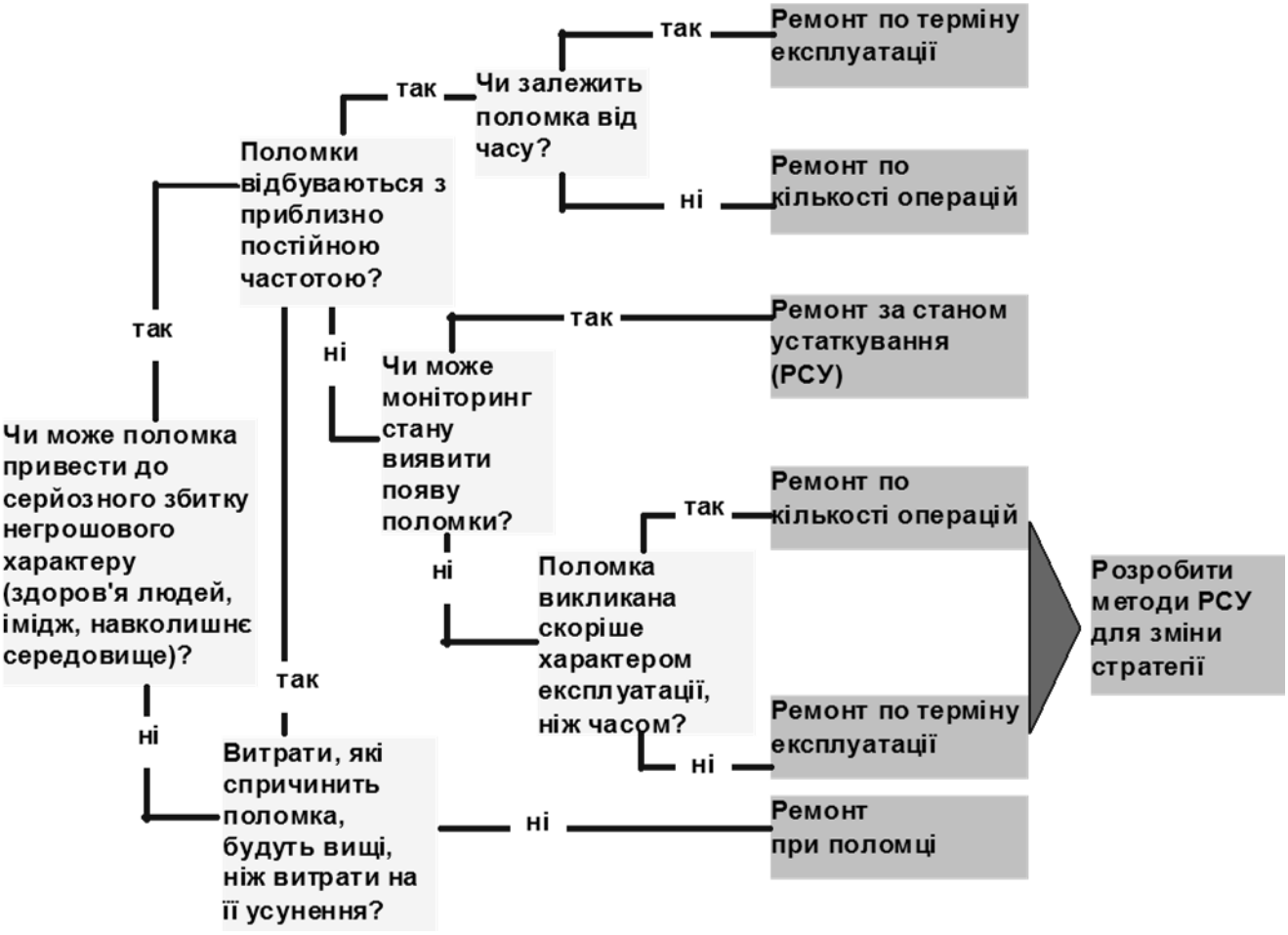


Рис. 1 – Логіка RCM-підходу

Методологія RCM базується на тому, що необхідно змінити фокус проведення технічного обслуговування на обслуговування тракторів по попередженню причин (видів) відмов і пом'якшення наслідків відмов, які неможливо запобігти.

Основною стратегією RCM є визначення і застосування індивідуальних методів обслуговування для кожного агрегату трактора або причини відмов.

Окрім планово-запобіжного обслуговування, як традиційного способу обслуговування, для певних видів і причин відмов ефективно використовувати наступні стратегії: обслуговування по стану; експлуатація до відмови; проведення інспекцій по виявленню складних відмов, а також ланцюжків відмов.

В методології RCM основоположним принципом є принцип недопущення параметрів стану агрегату трактора до значень, які приводять до порушення функціонування об'єкту або системи в конкретному оточенні. В процесі використання методики RCM необхідно визначити подію або час, в який можна чітко зрозуміти, що агрегат трактора входить в стан відмови. В необхідному інтервалі необхідно здійснити дію на систему, механізм чи агрегат, щоб запобігти відмові. Підбираючи інтервал обслуговування, ми можемо гнучко настроїти наші дії по технічному обслуговуванню і істотно понизити кількість аварійних ситуацій і поломок тракторів.

В практичному значенні RCM – це процедура визначення необхідних заходів, які гарантують, що будь-який трактор продовжує виконувати ті функції, які необхідні власнику в поточній робочій ситуації.

Висновки. Даний підхід дозволяє швидко документувати схвалювані рішення щодо стратегій проведення технічного обслуговування і перейти до етапу упровадження результатів з використанням сучасних програмних засобів. Реальні результати упровадження методології обслуговування по надійності виявляються в поліпшенні показників виробництва.

Таким чином, RCM надає набір правил, згідно якими для кожного трактора може бути вибраний або найбільш відповідний для нього вид технічного обслуговування, або дія, якщо відповідного виду обслуговування підібрати не вдалося. Цей набагато більш глибокий підхід до обслуговування тракторів веде до значного підвищення їх продуктивності. В результаті RCM дуже добре підходить для розробки програм обслуговування тракторів, в тому числі тих, які мають значний термін експлуатації та для тих, про які ще немає накопичених даних. Це позбавляє від великої кількості експериментів і помилок, які звичайно присутні на етапі їх експлуатації. Крім того RCM забезпечує аналіз вимог до обслуговування кожного трактора і дозволяє набагато точніше оцінити необхідну кваліфікацію персоналу, що його обслуговує та мати мінімально необхідний набір запчастин, що зберігаються на складі.

Список використаних джерел

1. Никитченко С.Л. Повышение эффективности использования энергонасыщенных тракторов с пониженным техническим ресурсом: дис. …канд. техн. наук / С.Л. Никитченко. – Зерноград, 2001. − 152 с.
2. Зацаринный В.А. Повышение производственной эффективности энергетических средств на основе управления их техническим состоянием / В.А. Зацаринный, А.В. Зацаринный // Межвузовский сб. научн. тр. – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2005. – С. 37-41.
3. Дубинин Е.А. Комплексная оценка ремонтопригодности тракторов / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. – Х.: ХДТУСГ, 2002. – Вып. 5. – С. 95-102.

Аннотация

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТАБИЛЬНОСТИ РАБОТЫ ТРАКТОРОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ RCM МЕТОДА

Макаренко Н., Афанасьєва С., Макаренко А.

Рассматривается использование RCM метода для обеспечения функциональной стабильности тракторов.

Abstract

PROVIDING OF FUNCTIONAL STABILITY OF WORK OF TRACTORS BY THE USE OF THE RCM METHOD

N. Makarenko, S. Afanasєva, A. Makarenko

The use of the RCM method for providing of functional stability of tractors is considered.

УДК 631.3.07.

УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Ткаченко Д.И., к.т.н., доц., Кулаков Ю.Н., ст. преподаватель, Дищенко А.А., инж., Колесник И.В., Кухаренко В.А. – магистры, Гайдаш С.Г, Проценко С.М. – студенты

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Проведено сравнительное аналитическое исследование отрицательного воздействия колесных и гусеничных движителей на почву. Предложена уточненная методика тягового расчета пропашного гусеничного трактора.

Введение. Рост народонаселения планеты приводит к дефициту продуктов питания, что ставит перед учеными мира первоочередную задачу разработки перспективной международной Продовольственной Программы. Задачей такой программы естественно, является увеличение производства с-х продукции, что возможно только за счет интенсификации труда сельского труженика, повышения продуктивности животноводства, возделывание высокоурожайных культур и т. д., уже сегодня для этой цели используют трансгенные технологии, влияние которых изучено не достаточно.

В связи с растущим дефицитом трудовых ресурсов в сельской местности нашей страны, перед сельским товаропроизводителем остро стоит вопрос повышения производительности труда путем внедрения новых высокопроизводительных и экономичных энергетических средств механизации – машинно-тракторных агрегатов (МТА), которые одновременно должны

отвечать и экологическим требованиям по сохранению плодородия почвы. Сегодня повышение производительности МТА, как правило, обеспечивается за счет увеличения энергонасыщенности трактора (увеличение мощности двигателя). Однако, это требует увеличения эксплуатационной массы агрегата, что приводит к увеличению удельного давления движителей на почву, следовательно, к разрушению структуры и уменьшению ее плодородия. Сегодня, как никогда, землю необходимо беречь.

Анализ основных публикаций, исследований. Как известно, производительность МТА обуславливается с одной стороны конструктивно-эксплуатационными параметрами агрегата, а с другой стороны агротехнологическими особенностями почвы и размерами обрабатываемых участков.

Условия работы тракторных, особенно пропашных, агрегатов резко меняются на протяжении периода возделывания с-х культуры. Поэтому, для соответствия МТА различным периодам вегетации той или иной культуры, желательно иметь возможность изменять, применительно к периоду вегетации, его конструктивные параметры – в первую очередь, такие как: конструктивная и эксплуатационная масса и энергонасыщенность. Это позволит выполнить экологические требования по сохранению плодородия почвы.

Традиционная методика тягового расчета [1] требует уточнения.

При тяговом расчете гусеничного трактора также следует учитывать требования ГОСТ 26955-86 [2] и ГОСТ 7057-81 [3].

Проведенные исследования [4,5,6] подтверждают, что при разработке новых тракторов необходимо их конструктивные параметры (особенно для пропашных тракторов) определять применительно к возможным изменениям состояния почвы и технологических процессов возделывания с-х культур. Конструктивные параметры трактора (масса, мощность двигателя и размеры движителя) желательно изменять применительно к соответствующему периоду вегетации культуры.

На основе исследований [3,4] минимальную эксплуатационную массу пропашного гусеничного трактора следует выбирать из условия допустимого удельного давления движителя на почву для конкретного почвенного фона (в самый неблагоприятный период вегетации с-х культуры). Такая конструктивная компоновка пропашного трактора обеспечит достаточно высокие технико-экономические показатели МТА при сохранении структуры и плодородия почвы.

Можно ожидать, что и для гусеничного движителя (трактора) при работе его на заданном почвенном фоне существует оптимальная тяговая мощность, которую движитель может развить по условиям сцепления с почвой [5]. Для накопления экспериментальных данных и для выбора рациональной энергонасыщенности перспективных тракторов следует провести дополнительно их исследования по программе «движитель – почва – урожай».

Учитывая выше изложенное, предлагается уточнение методики тягового расчета пропашного гусеничного трактора.

Цель исследования. Уточнение методики тягового расчета гусеничного трактора с учетом отрицательного воздействия движителя на почву.

Решение задачи. Тяговый расчет пропашного гусеничного трактора предлагается проводить в ниже приведенной последовательности.

1. По назначению трактора (общего назначения, пропашной, специальный), агротехническим (специальным) требованиям возделывания с-х культур определяются тип подвески и геометрические параметры ходовой части (ширина колеи, тип гусеницы, клиренс).

2. Определяется площадь опорной поверхности движителя и допускаемая нормальная нагрузка (центр давления) на почву по ГОСТ 26953-86 [6].

3. По агротехническим рабочим скоростям движения [7] определяется структура передаточных чисел трансмиссии, подсчитывается потребная мощность двигателя с учётом реализации ее по условиям сцепления движителя с опорной поверхностью.

4. Определяются тягово-сцепные показатели трактора [8] для заданных почвенных условий работы, строится потенциальная тяговая характеристика трактора.

5. На основании силового баланса определяются максимальная тяговая мощность по передачам, тяговый КПД и др. показатели оценки работы МТА.

6. Имея тягово-экономическую характеристику трактора, можно подобрать оптимальный шлейф машин и режим работы МТА в заданных почвенных условиях.

Пример решения задачи. Предлагаемое уточнение методики тягового расчета гусеничного пропашного трактора позволит проектировать и составлять оптимальные МТА, а также определять оптимальные режимы их работы при возделывании с-х культур в конкретных почвенно-климатических условиях.

Рассмотрим пример определения основных параметров пропашного гусеничного трактора при возделывании, например, сахарной свеклы.

Параметры движителя (ходовой части) выбираем из условия вписываемости гусеницы в междурядья обрабатываемой культуры (сахарной свеклы), определяем вертикальную нагрузку и удельное давление движителя на почву по ГОСТ 26955-86.

По рекомендуемой (агротехнической) скорости движения определяем потребную мощность двигателя и структуру скоростных режимов трансмиссии.

В соответствии с рекомендуемыми агротехническими размерами междурядий и величиной защитных зон возделываемых сельскохозяйственной культуры (сахарной свеклы – междурядья m=0,45м, защитная зона c=0,12м), выбираем ширину гусеницы (рис. 1).

Ширину гусеницы определяем из выражения:

$$B_Г = m - 2c\,, \qquad (1)$$

где: m – ширина междурядий, м;

c – рекомендуемая ширина защитной зоны, м.

Тогда для возделывания сахарной свеклы гусеничным трактором, ширина гусеницы не должна превышать 0,21м.

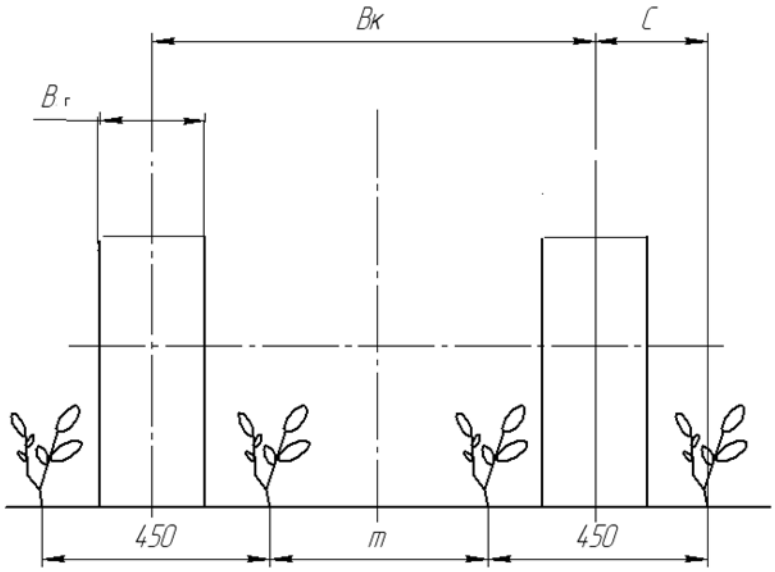


Рис.1 – Схема посадки сахарной свеклы.

Принимаем серийно выпускаемую гусеницу шириной 0,20м., а длину опорной части гусеницы выбираем из условия оптимального удельного давления на почву.

Размер колеи трактора Вк (рис.1) выбираем в зависимости от числа обрабатываемых рядков с учетом тяговых возможностей трактора.

В соответствии с проведенным исследованиями [7, стр.261] снижение среднего удельного давления $\bar{q}_{ср}$ на почву является эффективным средством улучшения показателей системы «движитель – почва – урожай».

Для уменьшения среднего удельного давления на почву предпочтительнее увеличивать длину опорной поверхности гусеницы [7, стр.196].

Расчетное среднее давление гусениц на почву определяем по известному выражению:

$$\bar{q}_{ср} = \frac{G}{2B_r \cdot L_г}, \qquad (2)$$

где: G – эксплуатационный вес машины, кН;

$B_г, L_г$ – соответственно, ширина и длина опорной ветви гусеницы.

Из приведенного выражения следует, что увеличение опорной площади гусеницы и снижение массы трактора дают положительный эффект по снижению уплотняющего воздействия движителей на почву. Но, к сожалению, при этом снижается производительность МТА и, соответственно, отпадает необходимость в увеличении энергонасыщенности пропашных тракторов.

В соответствии с данными по агротехническому и агроэкологическому состоянию почв [8] для региона Харьковской области допустимое среднее давление движителя на почву при возделывании (сахарной свеклы) должно быть в пределах 0,45-0,5 кПа.

Как известно Украина не производит гусеничные тракторы. В основном для возделывания (сахарной свеклы) используется гусеничный трактор Т-70СМ,

имеющий удельное давление $\bar{q}_{ср}$=70Н/см^2 , что на 20-25% выше рекомендуемого. В связи с чем, желательно было бы иметь отечественный трактор более совершенной конструкцией его движителя.

Как видно из (рис.1) ширина гусеницы с выше 0,2м нежелательно по условиям вписываемости в междурядья. Таким образом, увеличив длину гусеницы до 2,2м (желательно установить резинометаллическую), можно создать экологически чистый движетесь (трактор) для возделывания сахарной свеклы.

Преобразовав формулу (2) определим потребную массу трактора

$$m_T = \frac{10^3 \cdot F_Г \cdot \bar{q}}{g}, \tag{3}$$

где: $F_Г$ – площадь опорной поверхности движителя, м^2 .

$$F_Г = 2 \cdot B_Г \cdot L_Г \tag{4}$$

здесь: $B_Г$ – ширина гусеницы, м;

$L_Г$ – длина опорной поверхности гусеницы, м.

Следовательно, оптимальная эксплуатационная масса гусеничного пропашного трактора при возделывании сахарной свеклы составит до 3,9т.

Увеличив число опорных катков гусеничного движителя, на базе трактора Т-70СМ создать оптимальный пропашной агрегат для возделывания сахарной свеклы.

Все дальнейшие расчеты для составления тягового баланса трактора и построения тягово-экономической характеристики проводится по известным формулам [2].

Вывод

Проведенные расчеты показали, что для возделывания сахарной свеклы целесообразны использовать гусеничный пропашной трактор с эксплуатационной массой не более 3,5т. и мощностью двигателя до 50- 60кВт.

При таких параметрах трактора можно достичь достаточно высоких технико-экономических показателей при сохранении структуры и плодородия почвы.

Список использованных источников

1. Ткаченко Д.И. и др. уточнение методики тягового расчета колесного пропашного трактора// Вісник ХНТУСГ.- Харків, 2009.- Вип..89, Тракторна енергетика в рослинництві.- С.58-65.
2. ГОСТ 26955-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву. М.: Издательство стандартов, 1986.-с.21.
3. ГОСТ 7057-81 Методы испытаний с-х техники.-М.: Издательство стандартов, -с.56.
4. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движения и эффективные пути её решения.- М.: ВИМ, 1998.-с.367.

5. Ткаченко Д.И. Исследование тягово-сцепных качеств самоходного шасси класса 6кН.- Х.:1974-с.204.
6. ГОСТ 26953-86 Техника с-х мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву.- М.: Издательство стандартов, 1986.-с.15.
7. Довідник з агрономічного та агротехнічного стану грунтів України.- К.: Урожай, 1994.-с.333.
8. Ксеневич И.П. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт.- М.: Машиностроение, 1991.-с.544.

Анотація

УТОЧНЕННЯ МЕТОДИКИ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Ткаченко Д., Дищенко А., Колесник І., Кухаренко В., Гайдаш С., Проценко С.

У статті на основі аналізу досліджень по негативному впливу рушіїв мобільних машин на грунт, запропоновано уточнену методику тягового розрахунку гусеничного просапної трактора.

Abstract

REFINEMENT METHOD OF TRACTION CALCULATION CATERPILLAR

D. Tkachenko, A. Dishchenko, I. Kolesnik, V. Kuharenko, S. Gaydash, S. Protsenko

The article, based on analysis of studies on the adverse effects of propeller mobile machines on the ground, suggested improved technique for traction calculation crawler tractors.

УДК 631.31

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО УБОРОЧНОГО КОМПЛЕКСА НА ОСНОВЕ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТОВ

Подригало М.А., д.т.н., проф.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Лебедев А.Т., д.т.н., проф., Кисель В. С., асп.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Получены уравнения движения машинно-тракторного агрегата с уборочным комбайном с применением метода парциальных ускорений.

Вступление. Сахарная свекла в Украине является одной из основных культур сельскохозяйственного производства. Качество уборки сахарной свеклы имеет первостепенное значение в технологическом процессе в связи с

необходимостью получения высококачественного сырья для сахарной промышленности, которое значительно снизилось с применением энергонасыщенных уборочных комплексов.

Анализ публикаций. В технологическом процессе уборки сахарной свеклы машинами КС-6В, РКС-6 высота выгрузки корнеплодов транспортером в кузов транспортного средства составляет в среднем 1,5 – 2,0 м. Падая с большой высоты, 15 – 20% корнеплодов повреждается. При этом общая масса корнеплодов снижается на 1,5 – 2,5% [1]. Во время хранения поврежденные корнеплоды в первую очередь загнивают, в результате чего сахарная промышленность недобирает значительную часть сахара с свекловичного сырья. Поэтому повышение качества свекловичного сырья, которое доставляют на сахарный завод, приобретает особое значение. Часть корнеплодов, вследствие нарушения синхронности движения уборочного комплекса, а также разброса траекторий полета корнеплодов после схода их с транспортера, попадает за пределы кузова транспортного средства. Эти корнеплоды составляют безвозвратные потери. Решением этого вопроса является создание автоматических следящих систем, которые описаны в работах [2, 3, 4]. Влияние возмущающего воздействия изменения высоты горки корнеплодов в кузове транспортного средства на высоту выгрузки корнеплодов сахарной свеклы рассматривается в работах [5, 6].

Цель и постановка задачи. Задачей исследования является снижение потерь и повреждаемости корнеклубнеплодов при их погрузке уборочной машиной в кузов транспортного средства при синхронном движении уборочного комплекса.

Решение вопроса. При движении параллельным курсом элементов уборочного комплекса выгрузной транспортер корнеуборочного комбайна, перемещаясь в вертикальной плоскости, формирует насыпь корнеплодов в кузове транспортного средства до достижения определенной высоты. Периодически по мере необходимости транспортное средство перемещается вправо или влево относительно своего курса, увеличивая или уменьшая скорость своего движения. При этом кузов транспортного средства перемещается относительно выгрузного транспортера в поперечной или продольной плоскости. Во время маневра транспортного средства, на месте падения массы корнеплодов с выгрузного транспортера корнеуборочного комбайна образуются неровности, которые представляют собой тела близкие по форме к конусам. Распределение корнеплодов сахарной свеклы в кузове транспортного средства существенно зависит от маневренности, управляемости и навыков водителя транспортного средства.

Во время выгрузки корнеплодов (рис. 1) секции 3 выгрузного транспортера корнеуборочного комбайна 1 подняты достаточно высоко, чтобы транспортные средства 2 во время их смены могли свободно проезжать под ним. Транспортные средства сменяют друг друга без остановки корнеуборочной машины. Для этого кратковременно отключается привод ленты выгрузного транспортера, и корнеплоды накапливаются в бункере свеклоуборочного комбайна.

Корнеуборочный комплекс движется параллельным курсом. Выгрузной транспортер корнеуборочной машины является сепаратором и элеватором. Концевая часть транспортера может регулироваться по высоте с помощью двух гидроцилиндров (4).

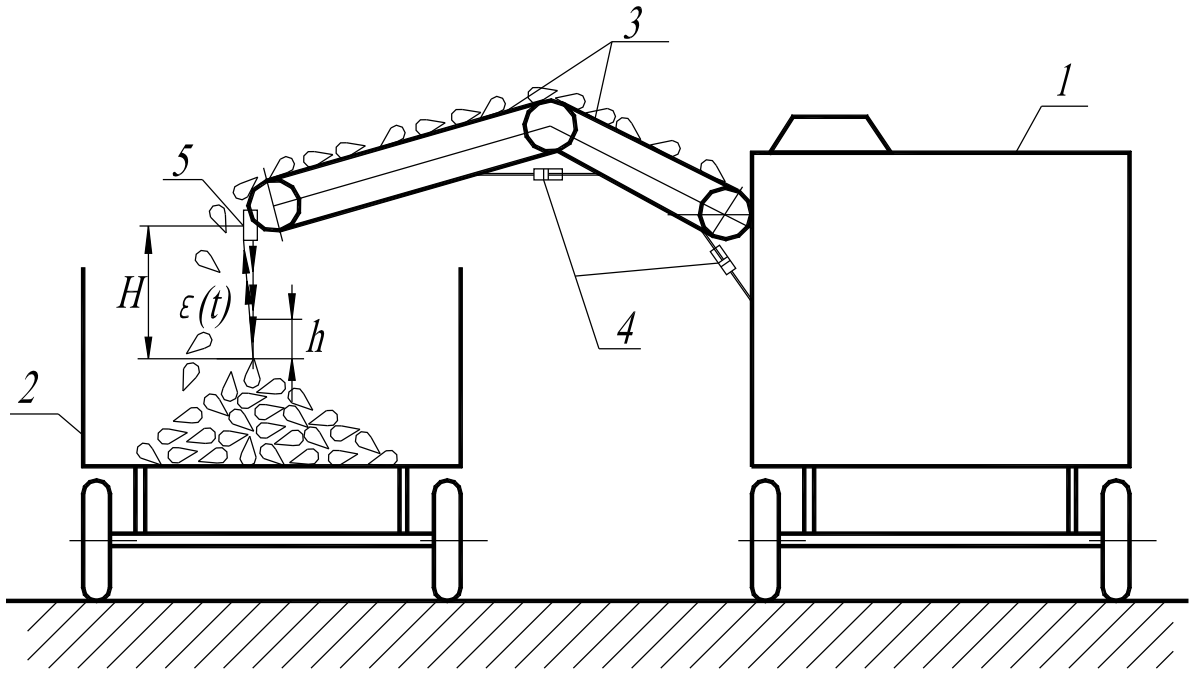


Рис. 1 – Корнеуборочный комплекс:

1 – корнеуборочный комбайн; 2 – транспортное средство; 3 – секции выгрузного транспортера; 4 – гидроцилиндры; 5 – датчик высоты.

Для автоматического регулирования высоты горки корнеплодов сахарной свеклы на концевой секции транспортера корнеуборочной машины в выгрузной части транспортера расположен датчик расстояния 5, измеряющий высоту расположения транспортера относительно дна кузова или поверхности корнеплодов, находящихся в кузове транспортного средства. При автоматическом режиме работы транспортера датчик измеряет высоту выгрузки H корнеплодов. При фактической высоте $H_ф$ больше заданной $H_ф > H_з$ секции транспортера опускаются в кузов транспортного средства до тех пор, пока фактическая высота выгрузки не будет равна заданной $H_ф = H_з$. При этом идет постоянно подача корнеплодов выгрузным транспортером в кузов транспортного средства. Луч датчика высоты сканирует в горизонтальной плоскости кузова по закону $\varepsilon(t)$ и измеряет высоту выгрузки до точки O поверхности корнеплодов, лежащих на оси луча датчика расстояния. Точка O перемещается в вертикальной плоскости с ростом горки корнеплодов со скоростью V_t .

Приращение объема горки корнеплодов определяется по закону

$$V_t = \frac{gt}{\gamma},$$

где: g – подача корнеплодов выгрузным транспортером, кг/с;

t – время, с;

γ – плотность вороха корнеплодов сахарной свеклы в кузове транспортного средства, кг/м^3.

Поэтому мы имеем движение тела переменной массы.

Уравнение движения имеет вид:

$$\frac{d(mV)}{dt} = P_{дв} - P_c \tag{1}$$

где: m – общая масса машины,

V – скорость движения,

$P_{дв}$ – движущая сила,

P_c – суммарная сила сопротивления.

Отличие решаемой задачи заключается в том, что присоединяемые или отсоединяемые точки перемещаются в направление перпендикулярном направлению движения машины.

Уравнение (1) преобразуем к виду:

$$V\frac{dm}{dt} + m\frac{dV}{dt} = P_{дв} - P_c \tag{2}$$

Из уравнения (2) определяем ускорение машины

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{дв}}{m} - \frac{P_c}{m} - \frac{V}{m}\frac{dm}{dt} \tag{3}$$

В выражении (3)

$\frac{P_{дв}}{m} = \overset{\bullet}{V}{}_{дв}^{пар}$ – парциальное ускорение, создаваемое движущей силой; (4)

$-\frac{P_c}{m} = \overset{\bullet}{V}{}_{c}^{пар}$ – парциальное ускорение, создаваемое силой сопротивления; (5)

$-\frac{V}{m}\frac{dm}{dt} = \overset{\bullet}{V}_{попр}$ – поправка на величину ускорения, обусловленная изменением массы объекта (6)

Таким образом, выражение (3) с учетом (4), (5), (6) примет вид:

$$\frac{dV}{dt} = \overset{\bullet}{V}{}_{дв}^{нар} + \overset{\bullet}{V}{}_{c}^{нар} + \overset{\bullet}{V}_{попр} \tag{7}$$

При $\frac{dm}{dt} = 0$ величина $\dot{V}_{попр} = 0$

Парциальные ускорения при динамических испытаниях мобильных машин могут быть определены путем приращения действия отдельных сил.

Рассмотрим применение метода парциальных ускорений для экспериментального исследования движения машинно-тракторного агрегата (МТА) с уборочным комбайном. Скорость движения МТА должна быть синхронизирована со скоростью движения комбайна. По мере заполнения кузова прицепа корнеклубнеплодами (например, при уборке сахарной свеклы), масса прицепа и МТА возрастает. При этом сопротивление движению машины возрастает и для того, чтобы сохранить заданную скорость движения МТА необходимо увеличить движущую (тяговую) силу на ведущих колесах. Для этого необходимо увеличивать подачу топлива в двигателе, то есть повысить его эффективную мощность в процессе движения. Схема сил, действующих на тракторный агрегат приведена на рисунке 2.

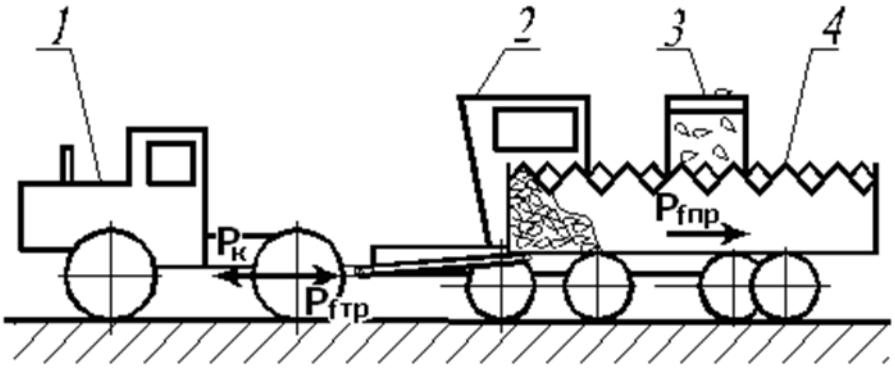


Рис. 2 – Схема сил, действующих на МТА при синхронном движении с корнеклубнеуборочным комбайном:

1 – трактор; 2 – свеклоуборочный комбайн; 3 – выгрузной транспортер; 4 – прицеп.

Уравнение движения тракторного агрегата.

$$\frac{d(mV)}{dt} = P_K - P_{fmm} - P_{fnn}, \qquad (8)$$

где: P_K – тяговая сила на ведущих колесах трактора;
P_{fmp} , P_{fnp} – силы сопротивления качению колес трактора и прицепа;
m – общая масса МТА,

$$m = m_{тр} + m_{пр} + m_{гр}, \qquad (9)$$

где: m_{mp} – общая масса трактора,
m_{np} – снаряженная масса прицепа,
$m_{гр}$ – масса груза в прицепе.

Приведя преобразования зависимостей (8), аналогичные преобразованиям

соотношения (1), получим

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K}{m} - \frac{P_f}{m} - \frac{V}{m}\frac{dm}{dt}, \tag{10}$$

где: P_f – суммарная сила сопротивления качению МТА,

$$P_f = P_{fmm} + P_{fnn}, \tag{11}$$

Подставляя (9) в (10) и, учитывая, что

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{гр}}{dt} \tag{12}$$

и

$$m_{гр} = \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t, \tag{13}$$

получим

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t} - \frac{P_f}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t} - \frac{V\frac{dm_{гр}}{dt}}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t}, \tag{14}$$

Парциальное ускорение, создаваемое силой сопротивления качению равно всегда

$$\dot{V}_c^{нар} = -\frac{P_f}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t} = -f \cdot g, \tag{15}$$

где: f – коэффициент сопротивления качению;

g – ускорение свободного падения, g=9,81 м/с2.

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_K}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t} - fg - \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot \frac{V}{m_{тр} + m_{гр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t} \tag{16}$$

Величина $\frac{dm_{гр}}{dt}$ определяется производительностью корнеклубнеуборочного комбайна и известна. Условием синхронного движения комбайна и МТА будет равенство нулю правой части уравнения (16). Определяем из этого условия

$$P_K = f_g(m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot t) + V\frac{dm_{гр}}{dt} \tag{17}$$

Или

$$P_K = f_g(m_{тр} + m_{пр}) + \frac{dm_{гр}}{dt} \cdot (fgt + V) \tag{18}$$

Уравнение (18) определяет закон изменения тяговой силы на ведущих колесах трактора. Крутящий момент на валу двигателя, соответствующий получению требуемого условия P_K на ведущих колесах трактора:

$$M_e = \frac{P_K r_д}{\eta_{тр}} = \frac{r_д}{\eta_{тр}} \left[fg\left(m_{тр} + m_{пр}\right) + \frac{dm_{гр}}{dt}\left(gft + V\right) \right] \tag{19}$$

где: $r_д$ – динамический радиус ведущих колес;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии,

$$\eta_{тр} = \eta_{тр}^{стат} \cdot \eta_{тр}^{дин}, \tag{20}$$

где: $\eta_{тр}^{стат}$ – КПД трансмиссии статический, учитывающий потери энергии на трение;

$\eta_{тр}^{дин}$ – КПД трансмиссии динамический, учитывающий потери энергии на разгон вращающихся масс трансмиссии и двигателя; при движении с постоянной скоростью $\eta_{тр}^{дин} = 1$.

При экспериментальном исследовании процесса синхронного движения МТА с комбайном можно использовать датчики линейных ускорений. Тогда, при движении МТА накатом (с отключенным двигателем) и порожним прицепом можно определить парциальное ускорение, создаваемое силой сопротивления качению

$$\dot{V}_c^{пар} = \frac{dV}{dt} = -f' g, \tag{21}$$

где: f' – приведенный коэффициент сопротивления качению колес, учитывающий также потери на трение в трансмиссии трактора.

Тогда уравнение (18) с учетом (21) примет вид:

$$P_K' = \frac{dm_{гр}}{dt}\left(V - \dot{V}_c^{пар} \cdot t \right) - \dot{V}_c^{пар}\left(m_{тр} + m_{пр}\right) \tag{22}$$

Величина P_K и P'_K связаны между собой соотношением

$$P_K' = \frac{P_K}{\eta_{тр}} \tag{23}$$

Поскольку при определении парциального ускорения $\dot{V}_c^{пар}$ учитывались потери на трение в трансмиссии, следовательно, умножив левую и правую части уравнения (22) на скорость движения V получим требуемый закон

изменения эффективной мощности двигателя

$$N_e = V\left[\frac{dm_{гр}}{dt}\left(V - \dot{V}_c^{пар}\cdot t\right) - \dot{V}_c^{пар}\left(m_{тр} + m_{пр}\right)\right] \tag{24}$$

Определив парциальное ускорение $\dot{V}_c^{пар}$ и скорость движения V с помощью измерительного комплекса, включающегося датчики линейных ускорений, а также зная $m_{тр}, m_{пр}$ и производительность комбайна $\frac{dm_{гр}}{dt}$, можно в каждый момент времени рассчитать потребленную мощность двигателя. Для реализации режима синхронного движения комбайна и МТА, возможно использовать программное устройство.

Выражение (16) с учетом (21) примет следующий вид:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P'_K}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt}\cdot t} + \dot{V}_c^{пар} - \frac{dm_{гр}}{dt}\cdot\frac{V}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt}\cdot t} \tag{25}$$

Учитывая, что:

$$P'_K = \frac{N_e}{V}, \tag{26}$$

Преобразуем выражение (25) к виду:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\frac{N_e}{V} - V\frac{dm_{гр}}{dt}}{m_{тр} + m_{пр} + \frac{dm_{гр}}{dt}\cdot t} + \dot{V}_c^{пар} \tag{27}$$

Вывод. Полученные дифференциальные уравнения движения корнеклубнеуборочной машины с МТА могут служить основой для обоснования закономерностей процесса синхронного движения уборочного комплекса и выгрузки корнеклубнеплодов транспортером в конкретных условиях эксплуатации уборочной машины.

Список использованных источников

1. Справочник по эксплуатации свеклоуборочных комплексов / А.М. Мазуренко, И.И. Русанов, В.И. Сухомлин и др.; Под ред. А.М. Мазуренко. – К.: Урожай, 1984. – 128 с.
2. С.Н. Никитин К.Б. Цаллагов С.К. Майрамуков Математическая модель автоматических манипуляторов для сортировки, сепарации и выгрузки картофеля на уборочном комбайне /Сб. научн. тр. Автоматизация технологических процессов в полеводстве, т. 10, ВИМ, М., 19785, – 176 с.
3. И.Б. Корчмарь, С.А. Лебедев, С. А. Поляшенко и др. Устройство

автоматического управления процессом загрузки кузова транспортного средства Пат. № 19940 Россия, МКИ А01В 69/00 "№ 4938674/15; Заявлено 24. 03. 91; Опубл. 30. 09. 94, Бюл. № 18
4. А.Т. Лебедев, С. А. Поляшенко Система автоматичного керування вивантажувальним транспортером коренеклубнезбиральної машини // Декл. пат. № 71849 Україна, МКИ А01В69/00, № 20031213156; Заявлено 30. 12. 2003; Опубл. 15. 12. 2004, Бюл. № 12
5. И.Б. Корчмарь Снижение повреждаемости корнеплодов сахарной свеклы в технологическом процессе уборки на основе автоматизации выгрузного транспортера корнеуборочной машины Автореферат диссертации…канд. техн. наук - Харьков, ХИМЭСХ, 1988, – 23 с.
6. С.А. Поляшенко Возмущающие воздействия технологического процесса уборки корнеплодов сахарной свеклы при погрузке их транспортером корнеуборочной машины,// Сб. науч. тр. Тракторная энергетика в растениеводстве - Харьков, ХГТУСХ, 1998, с. 324 – 328
7. Корн Г. Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) – М., Наука, 1973, – 831 с.
8. В.Д. Шеповалов Автоматизация уборочных процессов. – М., Колос, 1969, – 312 с.
9. Л.З. Румшинский Элементы теории вероятностей. – М., Наука, 1970, – 256 с.

Анотація

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ЗБИРАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ НА ОСНОВІ СИНХРОНІЗАЦІЇ РУХУ АГРЕГАТІВ

Подригало М., Лебедєв А., Кисіль В.

Отримані рівняння руху машинно-тракторного агрегату зі збиральним комбайном із застосуванням методу парціальних прискорень.

Abstract

AN INCREASE OF EFFICIENCY OF WORK OF AGRICULTURAL COLLECTIVE COMPLEX IS ON THE BASIS OF SYNCHRONIZATION OF MOTION OF AGGREGATES

M. Podrigalo, A. Lebedev, V. Kisel’

Equalizations of motion of aggregate are got with a collective combine with application of method of partials accelerations.

УДК 631.3.5

ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ ВОДІННЯ МТА ПРИ НАПІВАВТОМАТИЧНОМУ КЕРУВАННІ

Єсіпов О.В., к.т.н., доц., Поляшенко С.О., к.т.н., доц., Погорєлов О.В., інж., Кузьмин А.В., студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Обґрунтовані динамічні параметри системи водіння МТА при напівавтоматичному керуванні.

Вступ. Для підвищення якості виконання технологічних операцій з догляду за посівами цукрового буряка необхідно обробляти не менше 80% площі міжрядь, при припустимому до 3%, агротехнічними вимогами вирізанні культурних рослин. Це може бути досягнуто, в основному, за рахунок удосконалення системи авто водіння МТА, зокрема її корекції (напівавтоматичного керування) водієм щодо оброблюваного рядка посівів цукрового буряка.

Вирішення питання. При напівавтоматичному керуванні МТА корекція водієм положення робочих органів культиватора щодо трактора здійснюється через диференціальний механізм, що підсумовує дії системи автоматичного керування і водія (рис.1).

При диференціальному включенні механізму ручної корекції і САВ при напівавтоматичному керуванні МТА механізм корекції розглядається як система з трьома мірами свободи. Переміщення рукоятки керування береться за перший ступінь свободи, переміщення золотника гідропідсилювача – за другу, а переміщення вихідного штока гідропідсилювача – за третю міру свободи. Диференціальні рівняння руху механізму ручної корекції можуть бути отримані за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду.

Кінетична енергія механізму ручної корекції може бути визначена, якщо відомі виразу для абсолютних швидкостей рухомих мас системи. У нашому випадку дані швидкості дорівнюють

$$\left.\begin{aligned} \upsilon_{m\,p} &= \frac{dx_p}{dt};\upsilon_{m_c}\frac{dx_p}{dt}+\frac{dx_c}{dt} \\ \upsilon_{m\,з} &= \frac{dx_p}{dt}+\frac{dx_c}{dt};\upsilon_{m_г}\frac{dx_г}{dt} \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

де: υ_{m_p}, υ_{m_c}, $\upsilon_{m_з}$, $\upsilon_{m_г}$ – абсолютні швидкості відповідно маси механізму коригування убік рукоятки управління, рухомої маси САВ, маси

механізму коригування убік золотника гідропідсилювача, рухомої маси гідропідсилювача і приєднаної до неї навантаження, м/с;

$\frac{dx_p}{dt}, \frac{dx_c}{dt}, \frac{dx_г}{dt}$ – абсолютні швидкості відповідно рукоятки керування, вихідного механізму САВ, вихідного штока гідропідсилювача, м/с.

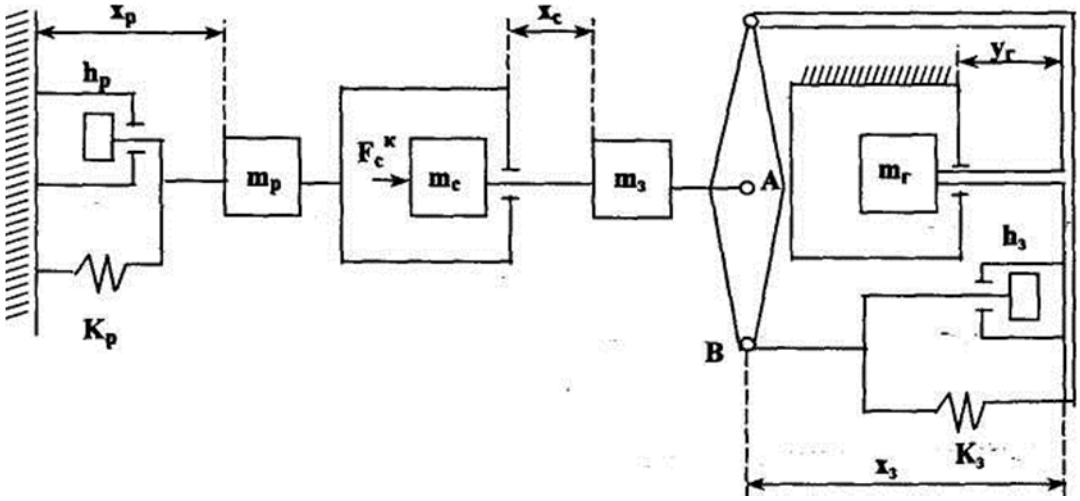


Рис. 1. Модель диференціального включення ручної корекції САВ:

$m_p, m_з, m_г, m_c$ – маси (кг) відповідно рухомих з'єднань коректора до диференціального механізму (*С-В*), від диференціального механізму до золотника гідророзподільника, рухомих частин гідропідсилювача і приєднаного до нього навантаження, рухомих частин САВ; $x_p, x_c, x_з$ – переміщення (м) відповідно рукоятки коректора, вихідної ланки САВ, золотника гідропідсилювача; $K_г$ – коефіцієнт тиску рідини на виході золотника гідророзподільника, м4·с/Н; $K_з$ – коефіцієнт пружності відкриття золотника гідропідсилювача, Н/м; K_p – коефіцієнт жорсткості механізму ручного управління, Н/м; $y_г$ – переміщення штока гідропідсилювача, м; h_p $h_з$

Залежність переміщення вихідного штока гідропідсилювача від переміщення золотника можна отримати з системи рівнянь , виключивши з неї кінематичну залежність для механічного зворотного зв'язку. В цьому випадку систему рівнянь гідропідсилювача в операторній формі можна записати таким чином:

$$\left.\begin{aligned} &\left(S+\frac{K_p}{K_{ж}}\right)P_y+\frac{A}{K_{ж}}\upsilon_г=\frac{K_x}{K_{ж}}x_З; \\ &-\frac{A}{m+m_н}P_y+\left(S+\frac{h_н}{m+m_н}\right)\upsilon_г+\frac{K_н}{m+m_н}y_г=0 \\ &-\upsilon_г+Sy_г \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Передавальна функція гідропідсилювача без зворотного зв'язку, отримана з системи рівнянь (2), має вигляд

$$\frac{y_г}{x_з} = \frac{B_o}{S^3 + A_1 S^2 + A_2 S + A_3} \tag{3}$$

де: $A_3 = \frac{K_P}{K_ж} \cdot \frac{K_н}{m + m_н}$

По (3) записується диференціальне рівняння залежності положення вихідного штока гідропідсилювача від положення золотника у вигляді

$$\frac{d^3 y_г}{dt} + A_1 \frac{d^2 y_г}{dt} + A_2 \frac{dy_г}{dt} + A_3 y_г = B_o x_3 \tag{4}$$

Зв'язок відносної швидкості золотника гідропідсилювача з абсолютною швидкістю вихідного штока гідропідсилювача виходить шляхом диференціювання (4)

$$\frac{dx_з}{dt} = \frac{1}{B_o}\frac{d^4 y_г}{dt^4} + \frac{A_1}{B_o}\frac{d^3 y_г}{dt^3} + \frac{A_2}{B_o}\frac{d^2 y_г}{dt^2} + \frac{A_3}{B_o}\frac{dy_г}{dt} \tag{5}$$

Виключимо відносну швидкість вихідної ланки САВ з (5), для чого визначимо кінематичну залежність між швидкостями узагальнених координат системи і відносною швидкістю вихідної ланки САВ При диференціальному включенні механізму ручної корекції (точка С) і вихідної ланки САВ (точка В) (див. рис.1) рух механізмів САВ з ручною корекцією здійснюються в одній площині. В цьому випадку векторний вираз для швидкості (точки В) матиме вигляд

$$\bar{\upsilon}_B = \bar{\upsilon}_C + \bar{\upsilon}_{BC} \tag{6}$$

де: $\bar{\upsilon}_C$ $\bar{\upsilon}_{BC}$ – вектор швидкості відповідно точки С механізму руч. корекції і точки В відносно С $\left(\upsilon_{BC} = \omega\ CB\right)$

Аналогічно отримуємо вираз для швидкості точки *А*

$$\bar{\upsilon}_A = \bar{\upsilon}_C + \bar{\upsilon}_{AC} \tag{7}$$

де: $\bar{\upsilon}_{AC}$ – вектор швидкості точки А відносно точки С $\left(\upsilon_{AC} = \omega\ CA\right)$

По (6) і (7) отримаємо

$$\upsilon_B = \upsilon_C + \omega\ CB \tag{8}$$

$$\upsilon_A = \upsilon_C + \omega\ CA \tag{9}$$

При *CB=2CA* з (8) і (9) отримаємо

$$\upsilon_B = \frac{dy_г}{dt} + \frac{dx_з}{dt} \tag{10}$$

$$\upsilon_A = \frac{dy_г}{dt} + \frac{1}{2}\frac{dx_з}{dt} \tag{11}$$

З (1) для швидкості точки A маємо

$$\upsilon_A = \frac{dy_p}{dt} + \frac{dx_c}{dt} \tag{12}$$

Прирівнявши (11) і (12), отримаємо шукану залежність відносної швидкості вихідної ланки САВ від швидкостей узагальнених координат

$$\frac{dx_C}{dt} = \frac{dy_г}{dt} + \frac{1}{2}\frac{dx_з}{dt} - \frac{dy_p}{dt} \tag{13}$$

Таким чином, вираз для абсолютних швидкостей рухомих мас системи через швидкості узагальнених координат приймають вигляд

$$\upsilon_{m_P} = \frac{dx_p}{dt} \tag{14}$$

$$\upsilon_{m_C} = \upsilon_{m_З} = \frac{dy_г}{dt} + \frac{1}{2}\frac{dx_3}{dt} \tag{15}$$

$$\upsilon_{m_г} = \frac{dy_г}{dt} \tag{16}$$

Підставивши (5) в (15) і виключивши відносну швидкість золотника гідропідсилювача, отримаємо

$$\upsilon_{m_C} = \upsilon_{m_З} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{B_0}\frac{d^4y_г}{dt^4} + \frac{A_1}{B_0}\frac{d^3y_г}{dt^3} + \frac{A_2}{B_0}\frac{d^2y_г}{dt^2} + \left(\frac{A_3}{B_0}+2\right)\frac{dy_г}{dt}\right] \tag{17}$$

Таким чином, кінетична енергія механізму ручної корекції САУ може бути записана у вигляді

$$T = \frac{1}{2}m_p\left(\frac{dx_p}{dt}\right)^2 + \frac{1}{4}(m_з + m_c)\left[\left(\frac{1}{B_o}\right)^2\left(\frac{d^4y_г}{dt^4}\right)^2 + \left(\frac{A_1}{B_o}\right)^2\left(\frac{d^3y_г}{dt^3}\right)^2 + \left(\frac{A_2}{B_o}\right)^2\left(\frac{d^2y_г}{dt^2}\right)^2\right.$$
$$+\left(\frac{A_з}{B_o}+2\right)^2\left(\frac{dy_г}{dt}\right)^2 + 2\frac{A_1}{A_o}\frac{d^4y_г}{dt^4}\frac{d^3y_г}{dt^3} + 2\frac{A_2}{B_o^2}\frac{d^4y_г}{dt^4}\frac{d^2y_г}{dt^2} + 2\frac{1}{B_o}\left(\frac{A_з}{B_o}+2\right)\frac{d^4y_г}{dt^4}\frac{dy_г}{dt} \tag{18}$$
$$\left.+2\frac{A_1A_2}{B_o^2}\frac{d^4y_г}{dt^4}\frac{d^2y_г}{dt^2} + 2\frac{1}{B_o}\left(\frac{A_з}{B_o}+2\right)\frac{d^3y_г}{dt^3}\frac{dy_г}{dt} + \frac{A_2}{B_o}\left(\frac{A_3}{B_o}+2\right)\frac{d^2y_г}{dt^2}\frac{dy_г}{dt}\right] + \frac{1}{2}m_г\left(\frac{dy_г}{dt}\right)^2$$

де: m_p, $m_З$, $m_г$, m_c – маси рухомих сполук САВ при ручній корекції (див. рис. 1).

З боку ручного керування і САВ приєднані: маса рухомих з'єднань ручного коректора, пружина завантажувального механізму і демпфер, що імітує в'язке тертя в ланках механізму ручного коректора. Рівняння Лагранжа для руху

рукоятки ручного керування мають вигляд

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_p}\right)-\frac{\partial T}{\partial x_p}=F_1 \tag{19}$$

де: T – кінетична енергія механізму ручного коректора САВ, Дж;

x_p – перша узагальнена координата - переміщення рукоятки коректора САВ, м;

F_1 – узагальнена сила, відповідна першій узагальненій координаті, м.

Узагальнена сила в рівнянні Лагранжа другого порядку визначається як частинне від ділення суми елементарних робіт, проведених силами, що діють на всі точки системи при зміні відповідної узагальненої координати. Сума елементарних робіт при переміщенні важеля управління має вигляд

$$\sum \delta A_p=-K_p\left(x_p-x_{p_0}\right)\delta x_p-h_p\frac{dx_p}{dt}\delta x_p+F_c^*\delta x_p \tag{20}$$

де: K_p – коефіцієнт жорсткості механізму ручного керування, Н/м;

x_{p_o} – початкове положення рукоятки керування, м;

δx_p – варіації першої узагальненої координати, м;

h_p – коефіцієнт в'язкого тертя механізму ручного керування, Н/(м·с);

F_c^* – зусилля, що розвивається вихідною ланкою САВ при зміні першої узагальненої координати, Н.

Узагальнена сила, відповідна першій узагальненій координаті, має вигляд

$$F_1=\frac{\sum \delta A_p}{\delta x_p}=-K_p\Delta x_p-h_p\frac{dx_p}{dt}+F_{c_1}^* \tag{21}$$

Підставивши в (19) вирази (20) і (21), отримаємо диференціальне рівняння руху рукоятки ручної корекції САВ

$$m_p\frac{d^2x_p}{dt^2}=-K_p\Delta x_p-h_p\frac{dx_p}{dt}+F_{c_1}^* \tag{22}$$

З боку золотника гідропідсилювача до САВ приєднані: маса рухомих з'єднань коректора до золотника гідропідсилювача, пружні елементи коректора і демпфер золотника гідропідсилювача

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_з}\right)-\frac{\partial T}{\partial x_з}=F_2 \tag{23}$$

де: $x_з$ – друга узагальнена координата – переміщення золотника гідропідсилювача, м;

F_2 – узагальнена сила, відповідна другій узагальненій координаті, Н.

Схема елементарних робіт при переміщенні золотника гідропідсилювача має вигляд

$$\sum \delta A_з = -K_з \left(x_з - x_{з_0} \right) \delta x_з - h_з \frac{dx_з}{dt} \delta x_з + F^*_{c_2} \delta x_з \tag{24}$$

де: $K_з$ – коефіцієнт пружності відкриття золотника гідропідсилювача, викликаної гідродинамічними силами і ущільнювачами, Н/м;

$x_{з_0}$ – початкове положення золотника гідропідсилювача, м;

$\delta x_з$ – варіації другої узагальненої координати, м;

$h_з$ – коефіцієнт демпфуючого зусилля золотника гідропідсилювача, Н/(м·с);

$F^*_{c_2}$ – зусилля, САВ, що розвивається, при зміні другої узагальненої координати, Н.

Узагальнена сила, відповідна другій узагальненій координаті, має вид

$$F_2 = \frac{\sum \delta A_з}{\delta x_з} = -K_з \Delta x_з - h_з \frac{dx_з}{dt} + F^*_{c_2} \tag{25}$$

Підставивши в (23) вирази (24) і (25), отримаємо диференціальне рівняння золотника гідропідсилювача

$$O = -K_з \Delta x_з - h_з \frac{dx_з}{dt} + F^*_{c_2} \tag{26}$$

Рівняння Лагранжа для руху вхідного штока гідропідсилювача має вигляд

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_г} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_г} = F_3 \tag{27}$$

де: $y_г$ – третя узагальнена координата - переміщення вихідного штока гідропідсилювача, м;

F_3 – узагальнена сила, відповідна третій узагальненій координаті, Н.

Сума елементарних робіт при переміщенні вихідного штока гідропідсилювача має вигляд

$$\sum \delta A_г = -K_г \left(y_г - y_{г_0} \right) \delta y_г - h_г \frac{dx_г}{dt} \delta y_г + F^*_{c_3} \delta y_г \tag{28}$$

де: $K_г$ – коефіцієнт пружності вихідного штока гідропідсилювача, обумовлений шарнірним моментом механізму з'єднання з культиватором і пружністю робочої рідини, Н/м;

y_o – початкове положення вихідного штока гідропідсилювача, м;

$\delta y_г$ – варіації третьої узагальненої координати, м;

h_u – коефіцієнт в'язкого тертя вихідного штока гідропідсилювача, обумовленого демпфуючим моментом робочих органів культиватора, Н/(м·с);

$F_{c_3}^*$ – зусилля, що розвивається вихідною ланкою САВ при зміні третьої узагальненої координати, Н.

Узагальнена сила, відповідна третій узагальненій координаті, має вигляд

$$F_3 = \frac{\sum \delta A_г}{\delta y_г} = -K_г \Delta y_г - h_г \frac{dy_г}{dt} + F_{c_3}^* \tag{29}$$

Підставивши в (27) вирази (28) і (29), отримаємо диференціальне рівняння руху вихідної ланки гідропідсилювача

$$\frac{m_з + m_c}{2B_o}\left(\frac{A_3}{B_o}+1\right)\left(\frac{d^5 y_г}{dt^5} + A_1 \frac{d^4 y_г}{dt^4} + A_2 \frac{d^3 y_г}{dt^3}\right) + m_г \frac{d^2 y_г}{dt^2} = -K_г \Delta x_г - h_г \frac{dy_г}{dt} + F_{c_3}^* \tag{30}$$

Таким чином, рівняння (22), (26) і (30) утворюють систему диференціальних рівнянь ручної корекції САВ для МТА на міжрядній обробці цукрового буряка:

$$\left.\begin{aligned} & m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = -K_p \Delta x_p - h_p \frac{dx_p}{dt} + F_{c1}^* \\ & O = -K_з \Delta x_з - h_з \frac{dx_з}{dt} + F_{c_2}^* \\ & \frac{m_з + m_c}{2B_o}\left(\frac{A_з}{B_o}+1\right)\left(\frac{d^5 y_г}{dt^5} + A_1 \frac{d^4 y_г}{dt^4} + A_2 \frac{d^3 y_г}{dt^3}\right) + m_г \frac{d^2 y_г}{dt^2} = -K_г \Delta x_г - h_г \frac{dy_г}{dt} + F_{c_3}^* \end{aligned}\right\} \tag{31}$$

У операторній формі дану систему рівнянь можна записати у вигляді

$$\left.\begin{aligned} & \left(m_p S^2 + h_p S + K_p\right) x_p = F_{c_1}^* \\ & \left(h_з S + x_з\right) x_з = F_{c_2}^* \\ & \left[\frac{m_з + m_c}{2B_o}\left(\frac{A_з}{B_o}+1\right)\left(S^5 + A_1 S^4 + A_2 S^3\right) + m_г S^2 + h_г S + K_г\right] y_г = F_{c_3}^* \end{aligned}\right\} \tag{32}$$

Висновок. Зусилля, що розвивається вихідною ланкою САВ з ручною корекцією, рівне сумі зусиль при зміні всіх узагальнених координат

$$F_c^* = F_{c_1}^* + F_{c_2}^* + F_{c_3}^* \tag{33}$$

На зусилля F_c^* істотний вплив робить змінність зусилля $F_{c_1}^*$ залежне від водія МТА.

Список використаних джерел

1. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления / А.Б. Лурье, Н.С. Нагорский, В.Г. Озеров и др. Под ред. А.Б. Лурье – Л.: Колос, Ленинградское отд-ние, 1979. – 312 с.
2. Лебедев А.Т., Парфенов С.Я., Антощенков В.Н. Устойчивость движения тракторных агрегатов при обработке пропашных культур // Повышение технического уровня и качества энергонасыщенных тракторов. Сб. науч. тр. УСХА – К.: , 1988. – С. 8-17.
3. Технические условия ТУ 151.101.000. Системы автоматического вождения САВ-1. ТХО РЕСПРОМ, София, 1985. – 17 с.

Аннотация

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ВОЖДЕНИЯ МТА ПРИ ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОМ УПРАВЛЕНИИ

Есипов А., Поляшенко С., Погорелов О., Кузьмин А.

Обоснованы динамические параметры системы вождения МТА при полуавтоматическом управлении.

Abstract

DYNAMIC PARAMETERS OF THE SYSTEM OF DRIVING OF MTA ARE AT A SEMI-AUTOMATIC MANAGEMENT

A. Esipov, S. Polyashenko, O. Pogorelov, A. Kuzmin

The dynamic parameters of the system of driving of MTA are grounded at a semi-automatic management.

УДК 629.016

ДО ПИТАННЯ ПРО ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

Варваров Л.М., к.т.н., проф., Антипенко А.М., к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Наданий аналіз складових рівняння шляхових витрат палива транспортним засобом та розроблені рекомендації щодо їх аналітичного визначення.

Вступ. Практична оцінка міри досконалості колісних і гусеничних машин включає значну кількість параметрів, які зазвичай надаються у вигляді комплексних показників. Основними з них є: видатність машини, її

безвідмовність, довговічність і паливна економічність.

Диференційований аналіз цих показників у силу їх взаємозв'язку і неоднозначності не представляє можливості оцінити значимість кожного з них окремо. Тому у якості узагальненого критерію оцінки техніко-економічних показників транспортних і транспортно-технологічних засобів використовуються експлуатаційні витрати, наведені на одиницю виконаної роботи.

Спеціальні дослідження експлуатаційних показників автомобіля типу КрАЗ, обладнаного двигуном ЯМЗ-238, щодо структур відносних витрат на одиницю транспортної роботи (ткм) показали [1], що основна частка витрат по автомобілю – 39,1%, доводиться на ремонт і технічне обслуговування, а по двигуну – 48,8% усіх витрат відноситься до витрат на паливно – мастильні матеріали. Аналогічні дані є і по використанню тракторної техніки на транспортних роботах.

Одже, одним з напрямків зниження експлуатаційних витрат є поліпшення паливної економічності та пошук шляхів по реалізації цього заходу.

Аналіз основних публікацій дослідження. Загальноприйнятими показниками паливної економічності транспортних засобів автотракторного типу є витрати палива в одиницю часу – $Q_т$, (кг / год) і витрати палива на одиницю шляху – Q_s, (кг / км). Останній звичайно представляється у вигляді витрат палива у літрах на 100 км шляху і пов'язаний із витратами палива на одиницю шляху відомою з теорії тракторів і автомобілів залежністю [2]:

$$Q_s = 100 \cdot \frac{Q_T}{V \cdot \rho_T}, (\text{л}/100\ \text{км}), \qquad (1)$$

де: ρ_m – густина палива.

Методики визначення Q_s стандартизовані і передбачають наступне:

- контрольні витрати палива, які визначаються для всіх категорій транспортних засобів при заданих значеннях швидкості руху при русі на вищій передачі по прямій горизонтальній дорозі;

- витрати палива у магістральному їздовому циклі. Значення цього показника вимірюють у пробігу за встановленими ділянками шляху з дотриманням обумовлених стандартами режимів руху;

- витрата палива у міському циклі на дорозі і на стенді. Цей параметр придатний для усіх транспортних засобів, крім магістральних вантажних автомобілів і автопоїздів.

Розглянуті методи зазвичай використовуються для непрямої або порівняйної оцінки показників різних засобів, бо не розкривають причинно-наслідкових залежностей, що формують паливну економічність у тих, чи інших експлуатаційних умовах.

Якщо в якості параметра, що оптимізується, прийняти будь – який показник паливної економічності, то за структурою формули (1) функціоналоми якості є годинні витрата палива – Q_m і швидкість руху – V.

Якщо отримання інформації щодо швидкості руху (або оцінка її значення аналітично) не представляє достатніх складностей, то методики визначення паливно - потужносних показників вимагає проведення відповідного аналізу.

Очевидно, що витрати палива в їздовому циклі на певному маршруті складаються з витрат палива на окремих його ділянках Q_{mi}:

$$Q_T = \sum_1^k Q_{Ti} = \sum_1^k \overline{g}_{ei} \cdot \overline{N}_{ei}\,, \qquad (2)$$

де: k – кількість визначених ділянок;

$\overline{g_{ei}}, \overline{N_{ei}}$ – середньозважені значення питомих витрат палива та ефективної потужності двигуна.

З (2) випливає, що в алгоритмі розрахунку Q_s необхідно мати інформацію про розподіл $\overline{g_{ei}}, \overline{N_{ei}}$ на кожній з ділянок.

При оцінці цих показників, як функціоналів якості паливної економічності транспортного засобу, слід враховувати, що у межах навіть одного маршруту перевезень внаслідок неоднаковості умов експлуатації на різних його ділянках режими руху неоднакові. Поряд з іншими, ця обставина має бути врахована при визначені показників, що формують паливну економічність.

Мета дослідження. У контексті наведеного важливим є розробка методики (або уточнення існуючих методик), які б дозволяли адекватно оцінювати вплив різного роду факторів на предмет даних досліджень – паливну економічність транспортного засобу.

Результати дослідження. Використання залежностей (1), (2) при оцінці витрат палива вимагає оперувати інформацією щодо величини (або діапазону зміни) таких параметрів як частота обертання колінчастого валу двигуна – $\omega_д$, його потужність – N_e, питомі витрати палива – g_e, тобто параметрів, які можна вважати визначальними при аналізі експлуатаційних показників мобільного засобу.

Таблиця 1 – Експлуатаційні показники двигуна типу 6РЧН 120х140 при роботі автомобіля КрАЗ – 6510 на різних типах доріг

ДОРОГА	$\Delta\omega_д, с^{-1}$	ΔN_e, кВт	$\overline{g_e}$, г/кВт*год	$\overline{N_e}$, кВт	P_{Ne}, %	P_ω, %
РО	(0,89…1,05)* $\omega_н$	(0,94…1,0)* $N_{ен}$	0,233	146,1	67,5	81,15
ВО	(0,85…1,01)* $\omega_н$	(0,91…0,97)* $N_{ен}$	0,231	150,8	60,5	51,73
ВП	(0,79…0,88)* $\omega_н$	(0,85…0,92)* $N_{ен}$	0,249	121	18,7	39,62

У табл.1 представлени зведені дані за визначеними параметрами, значення яких оцінено за мірою вірогідності їх проявлення – P_{Ne}, P_ω. Наведені дані є результатом проведення шляхових випробувань автомобіля КрАЗ – 6510,

обладного спеціальною режимометричною апаратурою [3]. Типи доріг (РО, ВО, ВП), на яких проводилися випробування, визначалися за методикою проф. Говорущенка М.Я. [4]. Стисло ця методика призводиться до наступного.

Шляхові умови характеризуються такими показниками. Це еле-менти профілю і плану доріг, рельєф місцевості, тип і стан дорожнього покриття. Узагальненим показником впливу складових дорожні умови на транспортну машину є сила опору руху з боку дороги - P_ψ, яка враховує силу опору підйому - P_i і силу опору коченню коліс - P_f і які визначаються за відомим в теорії колісних машин формулами [2]:

$$P_\psi = P_i + P_\text{f} = G \cdot (i + f) = G \cdot \psi \qquad (3)$$

де: G – вага транспортного засобу в робочому стані;
i – поздовжній ухил дороги;
f – коефіцієнт опору коченню коліс, що враховує тип і стан дорожнього покриття;
ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги.

Таким чином, дорожні умови кількісно можна характеризувати окремо двома показниками - „i" „f". У табл. 2. представлені їх класифікаціційні ознаки, назви і позначення показників, межі зміни параметрів, а також коефіцієнти зниження швидкості руху -.Останній показник оцінює ступінь можливості реалізації розрахункової швидкості руху машини в певних дорожніх умовах.

Таблиця 2 – Класифікаційні ознаки, назви і позначення, межі зміни показників шляхових умов

Ознака шляхових умов	Показник	Означення	Межі зміни параметру	Коефіцієнт K_V
Місцевість (поздовжний ухил), і, %	Рівнинна	Р	0...2,2	1...0,8
	Хвиляста	В	2,2...2,7	0,8...0,62
	Холмиста	Х	2,7...4,9	0,62...0,52
	Низкогір'я	Н	4,9...6,5	0,52...0,45
	Перехрещена	П	6,5...15	0,45...0,30
Тип та стан покриття, f	Відмінне	О	0,014...0,018	1...0,8
	Добре	Х	0,018...0,022	0,8...0,62
	Задовільне	У	0,022...0,028	0,62...0,52
	Бездоріжжя	Б	0,028...0,042	0,52...0,45
	Польове	П	0,042...0,10	0,45...0,30

Слід зазначити, що на практиці мають місце різні поєднання показників шляхових умов. Так рівнинна дорога може перебувати у відмінному, хорошому, задовільному стані, мати параметри, що відповідають показникам бездоріжжя або польових умов. Відповідно до зазначеної в табл. 2 класифікацією ці дороги (або ділянки маршруту перевезень) позначаються РВ, РХ, РУ, РБ, РП. Аналогічним чином можна позначити можливі поєднання для хвилястої, горбистій, низькогір'я і пересіченій місцевості. Кожне з них може характеризуватися суміщеними кордонами зміни параметрів. Підрахунок цих

поєднань виконується з умови реалізації максимально можливого діапазону зміни визначальних параметрів. Так для дороги з позначенням РВ = 0,014 ... 0,040; для дороги РХ = 0,018 ... 0,044; для дороги РУ = 0,022 ... 0,050; для дороги РБ = 0,028 ... 0,064; для дороги РП = 0,042 ... 1,22.

Не аналізуючи міру достовірності наведених даних (це досить детально проведено у роботі [3]), можна рекомендувати отримані в експерименті середньозважені значення питомих витрат палива та ефективної потужності двигуна для використання при визначенні експлуатаційної економічності автомобілів даного типу. Але при надані цих рекомендацій слід зауважити, що проведення подібного роду експериментів зв'язано із значними витратами і часу, і фінансів.

Рівень розвитку теорії тракторів і автомобілів та теорії двигунів внутрішнього згоряння дозволяє зазначені залежності визначати розрахунковими методами. При цьому з'являється можливість запобігти недоліків, характерних для більшості натурних випробувань.

Математичні моделі, які використовуються при проведенні розрахункових експериментів і спрямовані на рішення питань по визначенню паливної економічності мобільних машин, звичайно являють собою синтез рівнянь руху транспортного засобу і відповідних характеристик його двигуна. Ця процедура є загальновідомою і знайшла широке використання при визначені тягово – швидкісних характеристик. Але слід зазначити, що у своєї більшості ці методики передбачають визначення характеристик мобільного засобу стосовно параметрів зовнішній характеристики двигуна (крива 1, рис.1). Відаючи справедливість такого підходу (особливо щодо експлуатаційних показників тягових тракторних агрегатів), є необхідним відмітити те, що при виконанні транспортних робіт режими роботи двигуна істотно зміщуються у бік часткових характеристик(криві 2, рис.1).. Саме про це свідчать показники вірогідності реалізації номінального режиму вантажного автомобіля типу КрАЗ – P_{Ne}, P_{ω}, які наведені у табл. 1.

При проведенні розрахункового експерименту постановка задачі аналізу призводиться до отримання формальних функційних залежностей, що відображають рівняння руху мобільного засобу та паливну характеристику двигуна:

$$V_x = f_1(N_e, \omega_д, \bar{x}) \tag{4}$$

$$g_{ex} = f_2(N_e, \omega_д, \bar{x}); \tag{5}$$

де: $\bar{x}$ – вектори параметрів, значення яких залежать від типу, конструктивних та режимних параметрів мобільного засобу або його двигуна, а також таких, що відображають умови експлуатації (наприклад, вага засобу, швидкість його руху сумарний коефіцієнт опору шляху тощо).

Вигляд функції (3) надається рівняннями тягового або потужносного балансу машини, складові яких визначаються можливостями роботи засобу у заданих технологічних та експлуатаційних умовах. Якщо потужність двигуна,

що визначена таким чином – N_{ex}, задовольняє умові – $N_{ex} \leq N_{ен}$ (де $N_{ен}$ номінальна потужність), то саме це значення потужності має бути використане у подальших розрахунках.

Вигляд функції (5) може бути відомим або заздалегідь заданим і більш – меншою мірою „прив'язаним" до характеристик двигуна. Як показала практика проведення подібних досліджень найпридатнішою є, так звана, багатопараметрова паливна характеристика (рис.1).

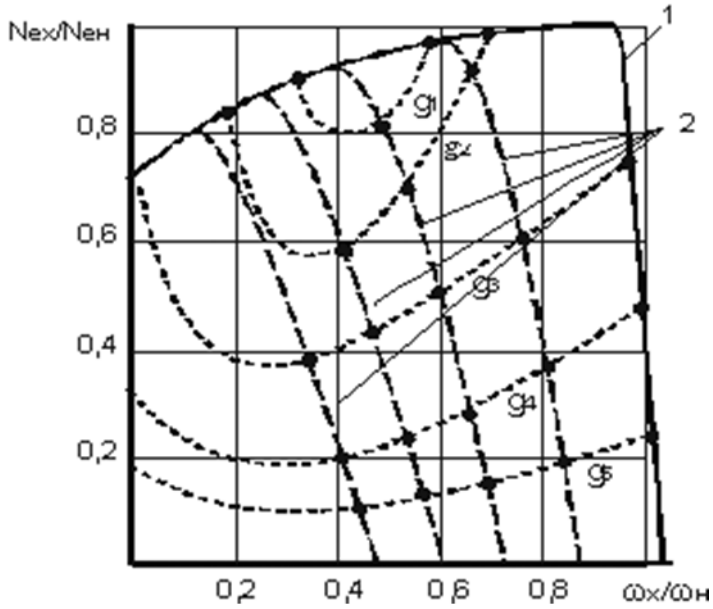


Рис.1 – Багатопараметрова паливна характеристика дизеля ЯМЗ-236.

Ця характеристика надана функціями $g_1=f_1(N_e, \omega)$; $g_2=f_2(N_e, \omega)$; $g_3=f_3(N_e, \omega)$; $g_4=f_4(N_e, \omega)$; $g_5=f_5(N_e, \omega)$, кожна з яких представляється ізолініями – лініями однакової витрати палива, тобто $g_1 = const; g_2 = const; g_3 = const; g_4 = const; g_5 = const$. При цьому $g_1 < g_2 < g_3 < g_4 < g_5$.

Зона можливих режимів роботи двигуна обмежена з одного боку зовнішньою характеристикою – 1, з інших – ординатами „N_e" та „$\omega_д$" (рис. 1). Величина витрат палива при роботі двигуна на будь – якому режимі визначається точкою перетину певної ізолінії із відповідною характеристикою або зовнішньою, або однією з часткових. Отримані таким чином дані слід використовувати при оцінки шляхових витрат палива за формулою (2).

Якщо дані по паливним характеристикам двигуна відсутні, практика проведення розрахункових експериментів рекомендує для рішення рівняння (4) користуватися емпіричною формулою, яка враховує вплив на величину питомої витрати палива параметрів поточних режимів роботи двигуна [2]:

$$g_{ex} = g_{e.ном} \cdot K_N \cdot K_\omega \qquad (6)$$

де: $g_{e.ном}$ – питома витрата палива на номінальному режимі; KN, Kω – відповідно, коефіцієнти, що враховують рівень потужності і частоти обертання колінчастого валу на поточному режимі роботи двигуна.

Коефіцієнт KN розраховується як залежність,відношення необхідної потужності двигуна для забезпечення роботи засобу у заданих технологічних та експлуатаційних умовах – Nex, до потужності, яка відповідає заданій швидкості руху засобу при роботі двигуна на режимах зовнішній характеристики – Ne.вн. Одже, – KN = Nex/ Ne.вн.

Коефіцієнт $K_\omega = \omega_{дх}/\omega_{д.ном}$ (де $\omega_{дх}$ – частота обертання колінчастого валу, яка на певній передачі трансмісії забезпечує задану швидкість руху засобу; $\omega_{д.ном}$ – номінальна частота обертання колінчастого валу).

У довідковій літературі рекомендується до використання графіки залежностей $K_N = f(N_{ех}/ N_{е.вн})$; $K_\omega = f(\omega_{дх}/\omega_{д.ном})$, які наведені на рис. 2 (суцільні криві).

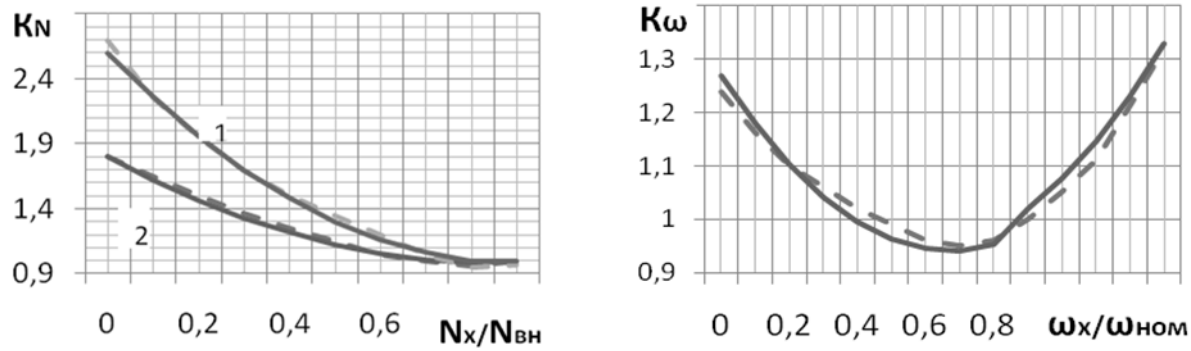


Рис.2 – Залежності KN = f(Nex/ Ne.вн); Kω = f(ωдх/ωд.ном):

1 – для дизельного двигуна; 2 – для карбюраторного двигуна.

Вочевидь, і це затверджено практикою, що використання даних у графічному форматі по функціям, які розглядаються, є достатньо незручним. Для розрахунків показників паливної економічності, особливо з допомогою сучасних засобів обчислювальної техніки, зручніше надавати вихідну інформацію у вигляді аналітичних залежностей.

Аналіз характеристик двигунів автотракторного типу показала, що функції $K_N = f(N_{ех}/ N_{е.вн})$; $K_\omega = f(\omega_{дх}/\omega_{д.ном})$ з незначною похибкою (2…4%) можуть бути апроксимовані кубічним тричленом вигляду – $y = ax^2-bx+c$.

Статистична обробка графіків залежностей $K_N = f(N_{ех}/ N_{е.вн})$; $K_\omega = f(\omega_{дх}/\omega_{д.ном})$ дозволила визначити коефіцієнти функції,що апроксимує ці залежності.

Як результат – для визначення залежності $K_N = f(N_{ех}/ N_{е.вн})$ рекомендується таке рівняння:

для карбюраторних двигунів –

$$K_N = 1{,}1\cdot(N_{ех}/ N_{е.вн})^2 - 1{,}9\cdot(N_{ех}/ N_{е.вн}) + 1{,}8; \quad (7)$$

для дизельних двигунів –

$$K_N = 2{,}0\cdot(N_{ех}/ N_{е.вн})^2 - 3{,}6\cdot(N_{ех}/ N_{е.вн}) + 2{,}6. \quad (8)$$

Для визначення залежності $K_\omega = f(\omega_{дх}/\omega_{д.ном})$ як дизельних, так і карбюраторних – таке рівняння:

$$К_{\omega} = 0{,}73\cdot(\omega_{дх}/\omega_{д.ном})^2 - 0{,}98\cdot(\omega_{дх}/\omega_{д.ном}) + 1{,}27. \quad (9)$$

Графіки залежностей $K_N = f(N_{ех}/ N_{е.вн})$; $K_{\omega} = f(\omega_{дх}/\omega_{д.ном})$, які побудовані за розрахунками по рівнянням (7), (8), (9), наведені на рис.2 (штрихові криві). Зіставляння наведених даних свідчить за те, що похибка у визначенні показників аналітичним шляхом не перевищує 2…3%.

Висновки: Частка питомих відносних експлуатаційних витрат на паливно – мастильні матеріали по автомобілю складає 39,1%, по двигуну – 48,8%; найбільш достовірні результати при оцінки шляхових витрат палива можуть бути отримані тільки за результатами натурних (експлуатаційних) досліджень; для отримання орієнтувальних даних при розрахунках експлуатаційних показників транспортних засобів автотракторного типу рекомендується використовувати рівняння (6), (7), (8).

Список використаних джерел

1. Карбанович И.И. Экономия автомобильного топлива: Опыт и проблемы. – М.: Транспорт, 1992. – 145 с.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Волков В.П., Павленко В.А. Определение эксплуатационного расхода топлива грузового автомобиля 6 класса // Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы. Материалы V-ой международной научно-технической конференции. Севастополь: СевНТУ. – 2002. – С. 59 – 64.
4. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примерах автомобильного транспорта)./ - Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

Аннотация

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

Варваров Л., Антипенко А.

Проведен анализ составляющих уравнения путевого расхода топлива транспортным средством и разработаны рекомендации по их аналитическому определению.

Abstract

ON THE DEFINITION OF PERFORMANCE INDICATORS OF AUTOMOTIVE VEHICLE TYPE

L. Varvarov, A. Antupenko

The analysis of making equalizations of the ground expense of fuel a transport vehicle and recommendations are worked out on their analytical determination is conducted.

УДК 621.431

ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА УПРАВЛЯЮЩЕГО КЛАПАНА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Пойда А.Н., д.т.н., проф., Сивых Д. Г., к.т.н., доц.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Капустин Д. А., магистрант

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Изложена методика и результаты анализа характеристик пьезоэлектрических материалов. Предложен обобщающий показатель физических свойств – коэффициент чувствительности материала к управляющему напряжению. Показано, что удовлетворяют основным требованиям пьезокерамики на основе цирконата титаната свинца. Соответствует уровню показателей материала, используемого в серийных форсунках зарубежного производства пьезокерамика ЦТС-21.

Характеристика проблемы. Широкое распространение на автотракторных дизелях получили аккумуляторные системы топливоподачи (АСТП) с микропроцессорным управлением. Эти системы имеют целый ряд преимуществ перед традиционными топливными системами. В АСТП разделены функции создания энергии впрыскивания и дозирования топлива. В них сравнительно просто осуществляется управление началом и продолжительностью впрыскивания, давлением и законом подачи топлива, реализуется многофазное впрыскивание. Такие возможности наряду с высокой энергией впрыскивания за счет давления в аккумуляторе, достигающего 150 МПа и выше, позволяют обеспечить высокую экономичность дизеля и выполнять требования нормативных документов по вредным выбросам с отработавшими газами и по шуму силовой установки.

Точное распределение топлива по объему камеры сгорания обеспечивают электрогидравлические форсунки, в которых сведен до минимума объем подыгольного пространства, а диаметр распыливающих отверстий составляет 0,12 – 0,15 мм. Особенность конструкции электрогидравлической форсунки – наличие камеры управляющего давления и электроуправляемого клапана, обеспечивающего слив топлива из камеры и наполнение камеры топливом.

При подборе форсунок для конкретного двигателя учитывают их основные характеристики: статическую производительность; динамический диапазон работы; минимальную цикловую подачу топлива; время открытия и время закрытия клапана форсунки; угол конуса распыливания и дальнобойность топливного факела; мелкость распыливания и распределение топлива в факеле.

Одним из важных свойств аккумуляторной системы является возможность изменять в широких пределах момент начала подачи топлива и для снижения шумности работы дизеля делить цикловую подачу на отдельные порции, состоящие из фаз предварительного (пилотного), основного и, при необходимости, дополнительного (после основного) впрыскивания. Короткие промежутки времени, отводимые на топливоподачу в быстроходном дизеле, и необходимость деления цикловой подачи на отдельные порции выдвигают повышенные требования к быстродействию исполнительного устройства - электроуправляемого клапана. Его привод должен обеспечивать достаточный ход за короткое время, при этом развивать большое усилие.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем. Известно [1, 2], что привод управляющего клапана должен обеспечивать перемещения не менее 0,03 – 0,05 мм за время, не превышающее 0,1 мс. При этом сила, развиваемая приводом, может достигать значений 20 – 70 Н и выше. Периодичность впрыскивания при многофазной подаче топлива может составлять менее 15 мс, температура в зоне работы привода достигает 200 ^{0}С. Существуют также ограничения по энергопотреблению привода клапана и расходу топлива, необходимому для его охлаждения.

В работе [1] показано, что для преобразования электрической энергии управляющего импульса в механическую энергию движения управляющего клапана, возможно использовать электромагнитные, магнитострикционные и пьезоэлектрические преобразователи. Наибольшее распространение получили электромагниты ввиду их простоты и совершенству технологии производства. Такую аппаратуру с электромагнитными приводами управляющих клапанов выпускают фирмы Bosch [2], Denso, Delphi. Однако электромагнитный привод не позволяет в полной мере использовать возможности, заложенные в аккумуляторной системе топливоподачи, прежде всего, по многофазному впрыскиванию, из-за ограничений по быстродействию электромагнита. Наибольшим потенциалом по частоте срабатывания обладают приводы на основе пьезокерамики, использующие обратный пьезоэффект. Перечисленные выше фирмы, а также фирма Siemens, освоили выпуск форсунок с пьезоэлектрическим приводом управляющего клапана.

В работе [3] отмечается, что для реализации многофазного впрыскивания должен быть обеспечен высокий уровень быстродействия электрогидравлических форсунок, определяемый длительностью подъема (посадки) иглы распылителя. Для дизелей с частотой вращения 4500 мин$^{-1}$ этот уровень имеет порядок 0,1 мс. Такое быстродействие позволит для фаз предварительного и дополнительного (после основного) впрыскивания получать минимальные значения цикловых подач (порядка 1...3 мм^3/цикл), необходимые для ограничения содержания твердых частиц в отработавших газах. Быстродействие ЭГФ зависит от быстродействия электроуправляемого клапана и от процессов в гидравлической системе управления иглой распылителя форсунки.

Проблемы создания ЭГФ для высокооборотных дизелей усложняются жесткими ограничениями габаритных размеров, так как, например,

электромагнит должен устанавливаться на форсунку с посадочным диаметром 17 мм. В этой работе отмечается, что исследования быстродействия трех вариантов конструкций электромагнитного клапана ЭГФ с различными числами витков обмоток, проведенные в НИКТИД (Россия), показали, что для оптимального варианта конструкции достигнут уровень быстродействия 0,25 мс. Кроме разработки двух новых схем управления в НИКТИД провели работы по подбору оптимального материала магнитопровода ЭМК. Считают перспективным вместо отожженного армко-железа применять материала «Permendur 49» с содержанием кобальта около 50 %.

В отечественной разработке [4], посвященной созданию аккумуляторной системы топливоподачи быстроходного дизеля, в качестве исполнительного устройства привода клапана также использован электромагнит, что связано с освоенностью технологии производства электромагнитов, кроме того, исследована возможность применения магнитострикционного привода.

В работах [5, 6, 7] приведены характеристики более чем 25 пьезоэлектриков, производство которых было налажено в СССР. Некоторые из них имеют хорошие физические характеристики: точку Кюри свыше 400 ^{0}C и высокий модуль упругости.

Обычно для привода управляющего клапана преобразователь выполняют в виде стержня длиной l, состоящего из пьезоэлементов толщиной l_i (рис. 1, а). Еще в 70-е годы М. И. Субботин предложил использовать в пьезоэлектрических преобразователях фольгированную с двух сторон пьезоэлектрическую пленку [6], складывая ее так, как показано на рис. 1, б.

После запекания и поляризации получается монолитный стержень с выводами для подключения к электрической схеме. Такую форму имеет пьезоэлектрический привод клапана ЭГФ фирмы Bosch. По данным [2] при общей длине стержня 60 мм при управляющем напряжении 150 В он удлиняется на 0,030 мм.

Технологии изготовления пьезоэлектрических преобразователей для дизельных форсунок в Украине отсутствуют. Поэтому, например, в работе [8], посвященной разработке системы топливоподачи с оригинальным монокристаллическим линейным пьезоэлектрическим преобразователем, используется пьезокерамика ЦТБС–3, которая имеет низкий модуль упругости и точку Кюри, пригодна лишь для создания исследовательского макета.

Анализ публикаций показал, что в Украине не только не отработаны технологии изготовления пьезоэлектрических преобразователей данного назначения, но и не определены критерии, по которым следует выбирать материал для пьезоэлектрических преобразователей.

Цель и задачи исследования. Цель данной работы – обосновать требования к физическим свойствам пьезоэлектриков, предназначенных для работы в приводах управляющих клапанов электрогидравлических форсунок.

Решение задачи. Применение пьезокерамических материалов для изготовления электромеханических преобразователей, работающих на транспортных дизелях, предъявляет высокие требования к их электромеханическим характеристикам. К числу основных характеристик

пьезокерамик следует отнести: пьезомодуль, определяющий величину пьезоактивности; допустимую температуру (точку Кюри) и модуль упругости, определяющие работоспособность преобразователя; диэлектрическую проницаемость, от которой зависят энергетические свойства устройства; плотность материала, оказывающую влияние на время возбуждения преобразователя, т. е. на быстродействие.

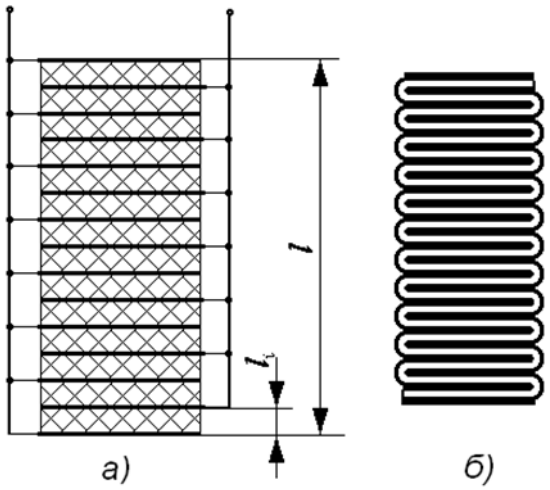


Рис. 1 – Схема построения пьезоэлектрического преобразователя для привода управляющего клапана ЭГФ.

Работа управляющего клапана протекает в сложных температурных условиях. Диапазон рабочих температур может колебаться от –30 до +200^{0}С. Первой характеристикой при выборе пьезоэлектрика может служить температура точки Кюри. Очевидно, что с этой позиции нецелесообразно рассматривать такие пьезоэлектрические материалы, температурный диапазон которых ограничен значением 150 — 180^0 С. Критерием оценки качества преобразователя можно принять коэффициент запаса по температуре k_t, определяемый как отношение температуры в точке Кюри t_k к верхнему пределу диапазона рабочих температур $t_в$

$$k_t = \frac{t_k}{t_в}. \qquad (1)$$

Коэффициент запаса по температуре должен быть не менее k_t=1,2…1,5. В таблице 1 приведены характеристики пьезоэлектрических материалов, выбранные по допустимой температуре (точке Кюри) и модулю упругости. Из 26 наименований в таблице осталось 8. При этом заранее известно, что кварц для работы в приводе клапана не подходит из-за низкой чувствительности, но в таблицу включен для сравнения.

Так как в преобразователях электрической энергии в механическую пьезоэлемент обычно действует как механическая пружина, все механические характеристики, включая и частоту его свободных колебаний, будут зависеть от упругости пьезоэлемента, а значит определяться модулем упругости E

материала, а также в некоторой степени и плотностью материала ρ.

Если рассматривать пьезоэлектрический преобразователь как стержень, который деформируется в электрическом поле, то связь между силой и продольной деформацией в таком упругом элементе определяется на основе закона Гука:

$$\sigma = \varepsilon_l \cdot E\,, \tag{2}$$

где: σ – механические напряжения растяжения (сжатия) под действием силы F_n, распределенной по площади поперечного сечения *s,*

E – упругая постоянная материала или модуль упругости,

ε_l – относительная продольная деформация стержня под действием силы $\varepsilon_l = \Delta l / l$.

Здесь Δl – продольная деформация стержня, l – длина стержня.

Выразив механические напряжения через силу F_n и площадь поперечного сечения *s,* получим

$$\varepsilon_l = \frac{F_n}{s \cdot E}, \tag{3}$$

Усилие, развиваемого кристаллом F_n, определяется соотношением

$$F_n = 0{,}088 \cdot \frac{\varepsilon \cdot s}{d_{ij}} \cdot \frac{U_c}{l_i}, \tag{4}$$

где: ε – диэлектрическая проницаемость материала;

l_i – толщина пьезоэлемента;

d_{33} – пьезоэлектрический модуль;

U_c – напряжение, приложенное к пьезоэлементу.

Подставляя в уравнение (3) значение силы по формуле (4), получим

$$\varepsilon_l = 0{,}088 \cdot \frac{\varepsilon}{d_{ij} \cdot E} \cdot \frac{U_c}{l_i}. \tag{5}$$

Обозначим

$$\gamma = 0{,}088 \cdot \frac{\varepsilon}{d_{ij} \cdot E} \tag{6}$$

и назовем γ чувствительностью материала к напряженности электрического поля, так как отношение $\frac{U}{l_i}$ по физическому смыслу соответствует напряженности электрического поля (В/м). Тогда размерность γ – м/В, а деформация пьезоэлемента, являющегося элементарной частью стержня,

$$\Delta l_i = \gamma \cdot U_c . \qquad (7)$$

Очевидно, что чувствительность γ является постоянной пьезоэлектрического материала и определяется только его физическими свойствами: диэлектрической проницаемостью, пьезоэлектрическим модулем и модулем упругости.

Имея в виду, что пьезоэлектрический преобразователь представляет собой стержень длиной l, состоящий из пьезоэлементов толщиной l_i, представим отношение $\frac{l}{l_i} = z$, где z – число пьезоэлементов в стержне. Тогда абсолютная величина деформации стержня длиной l составит $\Delta l = \Delta l_i \cdot z$, следовательно, с учетом формулы (7),

$$\Delta l = \gamma \cdot z \cdot U_c . \qquad (8)$$

При этом важными параметрами являются скорость распространения звука в пьезоэлектрическом кристалле

$$\vartheta = \sqrt{E / \rho} , \qquad (9)$$

где: E и ρ – модуль упругости и плотность материала.

Время переключения в возбужденное состояние определяет задержку его срабатывания

$$T_n = \frac{2l}{\vartheta} , \qquad (10)$$

где: l – длина пьезоэлемента.

По приведенным уравнениям определены важнейшие показатели пьезоэлектрических преобразователей: развиваемая сила, относительная и абсолютная деформация, чувствительность к управляющему напряжению.

В качестве прототипа принят пьезоэлектрический привод клапана ЭГФ фирмы Bosch с параметрами: длина стержня – 60 мм, управляющее напряжение –150 В, полная деформация стержня – 0,030 мм. По этим данным вычислена относительная деформация ε_l=0,0005 и чувствительность γ=0,00083 мкм/В.

При выполнении расчетов были приняты следующие размеры преобразователей: площадь поперечного сечения пьезоэлемента – 1 см^2, толщина пьезоэлемента – 0,025 см, длина стержня – 60 мм, управляющее напряжение –150 В, количество пьезоэлементов в стержне – 240.

Выводы: 1. Таким образом, при выборе пьезоэлектрического материала следует учитывать все имеющиеся в распоряжении характеристики: температурные свойства, пьезоэлектрический модуль, диэлектрическую проницаемость, модуль упругости, плотность материала.

2. Обобщающим показателем является предложенный в работе коэффициент чувствительности материала к управляющему напряжению.

3. В результате анализа установлено, что из разработанных еще в 70-е годы пьезоэлектрических материалов, наилучшими показателями обладает цирконат титаната свинца ЦТС – 21, имеющий точку Кюри 410^0С, обеспечивая двукратный запас по температуре и чувствительность 0,00081 мкм/В на уровне керамики, используемой в форсунках фирмы Bosch (0,00083 мкм/В).

Таблица 1 – Характеристики пьезоэлектрических материалов

Наименование материала	Исходные					Расчетные				
	Допустимая температура, ^{0}С	Диэлектрическая пронищаемость, пФ/см	Пьезомодуль , пКл/Н .	Модуль упругости, ГПа	Плотность, кг/м^3 .10^3	Емкость, пФ	Заряд, пКл	Сила, Н	Относительная деформация	Чувствительность, мкм/В
Кварц	550	4,5	2,3	80	2,6	15,7	2363	1027	0,00013	0,00021
Кер. 260	270	1500	200	88	5,9	5250	787500	3937	0,00045	0,00075
ЦТС*	250	1500	320	67	-	5250	787500	2460	0,00036	0,00061
ЦТС**	330	1380	200	57	7,1	4830	724500	3622	0,00064	0,00106
ЦТС–19	300	1525	200	70	7,0	5337	800625	4003	0,00057	0,00095
ЦТС–21	410	550	66	90	7,0	1925	288750	4375	0,00049	0,00081
ЦТС–22	330	800	100	90	7,0	2800	420000	4200	0,00047	0,00078
СНБС	250	270	90	29	7,1	945	141750	1575	0,00054	0,00091

Список использованных источников

1. Барсуков С. И. Топливоподающие системы дизелей с электронным управлением/ С. И. Барсуков, В. П. Муравьев, В. В. Бухвалов – Омск: Западно-Сибирское изд.,1976.– 140 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ЗАО «Книжное изд. «За рулем», 2004, - 480 с.
3. Папанов В.С. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков/ А. Д. Блинов, П. А. Голубев, Ю. Е. Драган и др. /под ред. В.С. Папанова и А. М. Минеева.– М.: НИЦ «Инженер», 2000. –332 с.
4. Врублевский А. Н. Научные основы создания аккумуляторной топливной системы для быстроходного дизеля: монография.– Харьков: ХНАДУ, 2010.– 216 с.

5. Проектирование датчиков для измерения механических величин/ Под ред. Е. П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.
6. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин: (Измерительные преобразователи). Учеб. пособие для вузов/ Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд–ние, 1983. – 320 с.
7. Хорбенко И. Г. Ультразвук в машиностроении. Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1974. – 280 с.
8. Мешков Д. В. Розробка системи паливоподачі з електронним керуванням автотракторного дизеля з лінійним п'єзоелектричним перетворювачем/ автореф. дис. канд. техн. наук: Мешков Денис Вікторович: НТУ «ХПІ». – Харків: 2010.– 20 с.

Анотація

ВИБІР МАТЕРІАЛУ ДЛЯ П'ЄЗОЕЛЕКТРИЧНОГО ПРИВОДА КЕРУЮЧОГО КЛАПАНА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ФОРСУНКИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Пойда А., Сівих Д., Капустін Д.

Викладено методику й результати аналізу характеристик п'єзоелектричних матеріалів. Запропоновано узагальнюючий показник фізичних властивостей - коефіцієнт чутливості матеріалу до керуючої напруги. Показано, що задовольняють основним вимогам п'єзокераміки на основі цирконату титанату свинцю. Відповідає рівню показників матеріалу, використовуваного в серійних форсунках закордонного виробництва п'єзокераміка ЦТС-21.

Abstract

CHOICE OF MATERIAL FOR THE PIEZOELECTRIC ACTUATOR CONTROL VALVE OF AUTOMOTIVE DIESEL ELECTRO-INJECTORS

A. Pojda, D. Sivikh, D. Kapustin

The method and results of analysis for the piezoelectric materials characteristics are given. Proposed a general indicator of physical properties - sensitivity coefficient of the material to the control voltage. It is shown that satisfying the basic requirements of piezoelectric ceramics based on lead zirconate titanate. Corresponds to the performance of the material used in production jets of foreign manufacture piezoceramic CTS-21.

УДК. 669.539

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Попович П.В., к.т.н., доц., Цьонь О., студ., Попович Т.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

У роботі розглядається проблематика визначення характеристик несучої здатності та пошуку ефективної методики визначення параметрів навантаженості несучих металоконструкцій с/г причепів.

Від надійної і безперебійної роботи транспорту, зокрема сільськогосподарських причепів, очевидно залежить ефективність АПК. На транспортуванні вантажів та вантажно-розвантажувальних роботах у сільськогосподарських підприємствах, доставці продукції рослинництва і тваринництва на переробку і на продаж, обслуговуванні підприємств переробної промисловості тощо використовується близько 40% нафтопродуктів із загальної кількості, що її витрачає агропромисловий комплекс. Кожний четвертий працівник залучається до виконання транспортних робіт. Витрати на перевезення вантажів і виконання вантажно-розвантажувальних робіт становлять 18—22% коштів на виробництво і реалізацію сільськогосподарської продукції. З підвищенням рівня інтенсивності сільського господарства питома вага транспортних витрат зростатиме. Тому проблематика забезпечення надійності і довговічності с/г причепів є значним резервом зниження собівартості сільськогосподарської продукції.

Несучі рами обмежують довговічність мобільних машин в цілому. Найменш довговічними елементами рам є зварні вузли. Основні види вузлів у зварних рамах - з'єднання профілів прокату, розташованих в різних комбінаціях, характерною особливістю є те, що зварні шви мають малу довжину і розташовані в різних напрямках: при відносно невеликий сумарній довжині кількість швів у конструкціях значна (табл. 1) [1, 2].

Таблиця 1 - Характеристика зварних конструкцій сільськогосподарських машин

Найменуван., марка машини	Маса, кг	Рамні конструкції					Питома маса наплавл. металу, кг/т
		Маса, кг	% маси машини	Вид прокату. Перетин, мм	Довжина зварних швів, пог. мм		
					загальна	одного шва	
Причеп 2ПТС-4 (887А)	1520	273	15,3	Швелер, 17х70х6 120х60х6 100х50х5 Лист 5, 6	8,8	1,460	14,3

Причини руйнувань — різкий перепад жорсткості при переході від одного елементу вузла до іншого, велике скупчення зварних швів, їхнє

розміщення у місцях високих напружень при дії експлуатаційних навантажень, дефекти. Розрахунки зварних рам сільськогосподарських машин базуються на обчисленнях міцності рам за допустимими напруженнями. При таких розрахунках запас міцності не характеризує дійсного стану металоконструкції та причин руйнування базових вузлів с\г машин, а також технологічних та експлуатаційних факторів. До того ж коефіцієнти запасів міцності задаються з надлишковим запасом без урахування вичерпних можливостей несучої здатності конструкцій. При наявності в елементах конструкцій початкових дефектів (пори, непровари, тощо) при дії змінних навантажень, напруження руйнування будуть нижчими від межі текучості в 1,5-4 рази [1,2]. Проблема проектування несучих рам мобільних сільськогосподарських машин, пов'язана з оптимізацією їх елементів за матеріаломісткістю, геометрією побудови основних принципових схем та прогнозуванням ресурсу роботи даних складальних одиниць. Значний ефект досягається шляхом вирішення проблем аналітично - пошукового та експериментально - дослідницького характеру: моделювання несучої здатності конструкцій в динамічній постановці задачі з відповідним програмним забезпеченням і отримання на цій основі вірогідних числових значень шуканих параметрів; визначення реальної динаміки навантаженості причепів, шляхом проведення грунтовних експериментальних досліджень в натурних умовах в найбільш характерних рельєфах і кліматичних зонах, з вибором особливостей обролюваних площ; вироблення критеріїв оцінки міцності з позиції тріщиностійкості при втомному руйнуванні.

Прогнозування надійності та ресурсу роботи металоконструкцій зварних рам на стадії проектування машин вимагає проведення системи цільових експериментів які передбачають розв'язок наступних основних задач: створення моделі НДС конструкції, який відповідає реальним умовам експлуатації машин даного класу; прогноз надійності конструкції. Ефективність розв'язання цих задач в значній степені залежить і визначається об’єктом і достовірністю експериментальних даних, тому враховуючи, що дослідження НДС та навантажень здійснюються, як правило, одночасно, необхідно дотримуватись загальних вимог до об’єкту дослідження і умов його експлуатації. Основою для створення моделей НДС конструкцій є експерименти на зразках, вирізаних переважно з реальних елементів машин. Основні вимоги до методики проведення напівнатурних досліджень включають обгрунтований і правильний вибір схеми навантаження і режимів досліджень. Вони повинні забезпечити відтворення характеру і виду руйнування типових для конкретного елемента конструкції, що відповідають експлуатаційним руйнуванням. При цьому не завжди відтворюють повністю весь експлуатаційний характер навантаження, оскільки об’єкт, що досліджується завжди може бути аналогічно зруйнований і без повного відтворення експлуатаційної навантаженості, тобто при імітації його навантаженості. Це дозволяє набагато простіше здійснювати вибір схеми навантаження, більш широко використовувати універсальне дослідне обладнання.

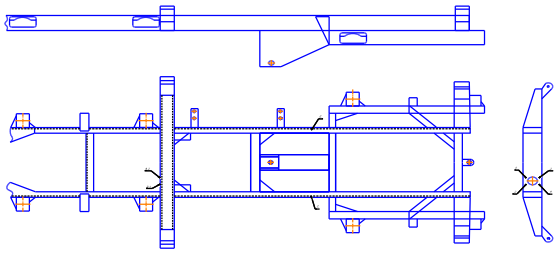
При виборі параметрів режиму циклічного навантажування натурних деталей, або елементів конструкцій необхідно дотримуватися відповідних принципів та враховувати наступні особливості:

1) експлуатаційний характер руйнування при лабораторних дослідженнях може бути виявлений при відповідному виборі схеми навантаження, причому важливе значення має режим навантаження; 2)чим вище значення перевантаження по відношенню до границі витривалості матеріалу, тим менший ефективний коефіцієнт концентрації напружень, що може дати помилкову уяву про фактичну дію того чи іншого концентратора напружень у випадку роботи деталі на протязі довшого часу; 3) корозійний ефект із підвищенням частоти досліджень і рівня прикладених навантажень збільшується із збільшенням бази.

Завдяки даним дослідженням маємо можливість з максимальною вірогідністю та точністю визначити фактичну міцність і установити ресурс критичних елементів основних несучих конструкцій сільськогосподарських машин. Це обумовлено тим, що натурні вузли (деталі) у більшості випадків відрізняються незначно від малогабаритних зразків, виготовлених чи безпосередньо вирізаних із тих же профілів; характер епюр, також напрям дії сил залишається без змін. Не змінюється і градієнт механічних властивостей по перерізу у зв'язку з такою ж технологією виготовлення зразків [2]. Витривалість вирізаних зразків у значній мірі залежить від сумарного впливу факторів: напруженого стану, який викликаний умовами навантаження, нерівномірності розприділення і концентрації напружень, впливу розмірів, масштабного фактору, стану поверхневого шару і дією залишкових напружень, впливу експлуатаційних умов (частоти навантаження і т.п.). Для оцінки характеру напруженого стану елементів конструкції і визначення шляхів пошуку оптимальних параметрів важливе значення має теоретичний підхід до визначення силових факторів у перерізі елемента за повним напруженим станом. При розробці теоретичних засад для мобільних сільськогосподарських машин, ефективним виявився метод мінімуму потенціальноі енергії деформації [2]. Особливий ефект отримано при модифікації цього методу з врахуванням лише енергії деформації від депланації елементів відкритого профілю і розробка на цій основі комбінованого методу. Для врахування динамічних навантажень, які виникають при експлуатації, проводиться їхнє експериментальне визначення. Відповідні компоненти динамічних навантажень та прискорень реєструються в умовах, максимально наближених до експлуатаційних. Для визначення динамічних навантажень, що виникають в реальних умовах експлуатації машин, розроблені і виготовлені вимірювальні пристрої. Методика експериментальних досліджень реалізується встановленням вимірювальних засобів під опори основних мас на раму, вісь ходовоі частини, несучий каркас агрегата Для визначення реального навантаження деталей і конструкцій машин на стадіях проектування, випробування зразків в умовах експлуатації, великого значення набувають експериментальні методи досліджень, які дозволяють отримати надійні дані оцінки ресурсу машин при стохастичних змінах умов [3,5].

Сучасний експеримент, як правило, вимагає синхронної реєстрації величин, таких як параметри руху, сили, час, тиск, температуру і т.п. Тому зараз знаходять широке застосування багатоканальні інформаційно-вимірювальні системи, що забезпечують отримання і обробку інформації від різноманітних датчиків в реальному часі. Для визначення динамічних навантажень, що виникають в реальних умовах експлуатації машин, розроблені і виготовлені спеціальні вимірювальні пристрої [3], стандартні і натуральні зразки, а також пристрої для їх випробувань на обладнанні. Це дозволяє складати програми випробувань для визначення динамічних показників у найбільш характерних умовах експлуатації. Методика експериментальних досліджень реалізується встановленням спеціальних динамометрів, наприклад, під опори основних мас на раму, вісь ходової частини, акселерометрів кутових швидкостей (АКШ), акселерометрів прискорень (АП) в центрах мас секцій, а також динамометричних тяг для с\г причепів, плугів, сівалок, тощо (Рис.1). Вимірювані величини реєструються в пам'яті мікрокомп'ютера з наступною обробкою (табл.2).

а)



б)

Рис.1 – Схема розміщення динамометрів (а) і тензодатчиків (б) у тракторному причепі 2ПТС -4 моделі 887Б (ОАО "Механический завод "Калачинский").

Таблиця 2 – Амплітуди змінних напружень рами причепа тракторного 2ПТС -4 (887Б)

№ датчика	Амплітуди напруженнь, МПа			№ датчика	Амплітуди напруженнь, МПа		
	Макс	Середн.	Мін.		Макс.	Середн.	Мін.
1	<30	-	-	6	140	69	35
2	38	36	31	7	117	58	37
3	43	32	30	8	161	70	38
4	170	77	36	9	84	49	31
5	118	61	39				

Реєстрація випадкових величин проводиться на лазерних дисках, з наступним введенням числових даних в пам'ять комп'ютера і статистичною обробкою та систематизацією цих результатів у такій послідовності [7]: визначення трьохкомпонентних динамічних характеристик в певних опорах, центах мас, тягах тракторної трьохточкової навіски та інших необхідних перетинах; повне дослідження динаміки навантаженості проводиться у відповідності до розробленого проспекту з режимом виконання технологічного

процесу машинно – тракторним агрегатом; визначення фактичних напружень в окремих контрольних перетинах безпосереднім наклеюванням тензорезисторів і встановлення таким чином адекватності аналітичних значень отриманих відповідно з методикою; аналіз і статистична обробка отриманих результатів для визначення номінальних значень досліджуваних динамічних факторів. Отримані статистичні дані дозволяють за допомогою аналітичних досліджень, визначити компоненти напруженого стану і характер їх зміни в часі (середні значення, максимальні і мінімальні напруження, їх частоту і т.п.) у відповідності до умов експлуатації. Аналіз напруженого стану рам с/г машин дозволяє знайти елементи, найбільш небезпечні з точки зору тріщиностійкості (наприклад січення, в яких високий рівень навантаженості поєднується з концентрацією напружень). На наступних етапах розрахунку доцільно провести аналітичне дослідження напружено-деформованого стану рами з тріщиною у виділеному елементі рами і експериментальне визначення основних характеристик циклічної тріщиностійкості для даного матеріалу в умовах експлуатації.

Висновок. Запропоновано створення відправної бази визначення характеристик несучої здатності та пошуку ефективної методики визначення параметрів реальної навантаженості несучих металоконструкцій сільськогосподарських транспортних засобів.

Список використаних джерел

1. РТМ 23.2.75.- 82. Руководящий технический материал. Рамы сварные сельскохозяйственных машин. Конструкторско-технологическое проектирование. – Взамен РТМ 23.2.54. – 75; Введ. 01.01.82 – М.: ВИСХОМ, 1982. – 111 с.
2. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – ВАТ. ”ТВПК “ЗБРУЧ”, 2003. – 332 с.
3. Рибак Т.І. та інші. "Динамометр" АС N887950.- М. 1980.
4. Дарчук А.И. и др.. Усталостное разрушение и долговечность конструкцій.- К.: Наукова думка, 1992.- 184 с.
5. Рибак Т.І. та інші. Випадкові величини (явища) та їх систематизація в аналітичних та експериментальних досліджень. Методичний посібник. Тернопіль-Львів, 1998. - 52 с.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Попович П., Цьонь О., Попович Т.

Статья посвячена проблематике поиска эффективной методики прогнозирования несущей способности и остаточной долговечности мобильсных сельськохозяйственных машин.

Abstract

ESTIMATION OF BEARING STRENGTH AND REMAINING LONGEVITY OF MOBILE AGRICULTURAL MACHINES

P. Popovich, O. Tson, T. Popovich

The work considers problems of effective method of prognostication of bearing strength and remaining longevity from providing of reliability of bearings frames of agricultural trailers during their exploitation.

УДК. 669.539

АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КОЛІС С/Г ПРИЧЕПА В ПОЛЬОВИХ УМОВАХ

Рибак Т., д.т.н., проф., Попович П., к.т.н., доц., Целюк С., асп., Цьонь О., студ.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Приведено матеріали дослідження взаємодії коліс сільськогосподарського причепа з ґрунтом, в умовах експлуатації, розглянуто питання процесу руху коліс.

Вступ. Основними постачальниками тракторних причепів у господарства України є вітчизняні підприємства, такі як Джанкойський машинобудівний завод, “Рівнесільмаш” та “Уманьферммаш”. Увесь спектр продукції, що випускають ці підприємства, можна поділити на дві групи: спеціалізовані та універсальні тракторні причепи вантажопідйомністю від 4 до 10 т, що є ідеальним для вітчизняного ринку. Єдина відмінність у тому, що кожний із виробників випускає певний модельний ряд тракторних причепів. Наприклад, “Уманьферммаш” виробляє спеціалізовані причепи вантажопідйомністю 5 т і універсальні — 10 т, а Джанкойський машинобудівний завод покриває лінійку від 4 до 8 т як спеціалізованими, так і універсальними причепами. Конкуренція між виробниками існує тільки щодо цінових показників. При цьому слід віддати належне вітчизняним виробникам щодо формування цін на цей вид сільгосптехніки. Приміром, середня ціна на 4-тонну модель причепа, яка склалася нині, становить від 19 тис. грн, а за причіп вантажопідйомністю 10 т покупці мають заплатити 48660 грн. До речі, саме цей діапазон цін наразі стримує активність європейських виробників, у яких середня ціна становить близько 40 тис. грн за 6-тонну модель. Для порівняння: українські аналоги коштують у середньому 20 тис. грн. Окрім того, існує проблема щодо поставок запасних частин європейських аналогів у майбутньому (за матеріалами проектно-дослідницької групи Straefe). Найближчим часом, з огляду на розпаювання земель у сільському господарстві України і дальше скорочення кількості великих господарств, розвиватиметься сектор середніх і дрібних

агропідприємств. Ця тенденція й надалі сприятиме розвитку вантажоперевезень причепами вантажопідйомністю до 6 т. Виробництво існуючих причепів вантажопідйомністю до 10 т буде організовано під замовлення на спеціалізованому підприємстві.

Підвищення працездатності тракторів та автомобілів, тракторних причепів сприяє удосконалення їх конструктивних показників, зокрема удосконаленням теорії робочого процесу кочення колеса. На межі «рушій-причіп-грунт» виникають напруження, які деформують середовище. Важливо знати закономірність розподілу цих напружень по глибині та межі, в яких вони змінюються. Це дасть змогу розробити запобіжні заходи по ущільненню грунту. При комплектації тракторних причепів велике значення мають розміри колеса, оскільки крім взаємодії з грунтом (його деформацією) із зміною поверхні контакту змінюються параметри руху транспортного засобу.

Проблема. В роботах [1,2,3] для підвищення працездатності відводиться місце новим потужним сільськогосподарським тракторам, які повинні працювати на високих швидкостях. Для цього вимагається конструктивна проробка нових рішень та обґрунтування основних параметрів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. З літературних джерел [1,2] залежність між напруженням зминання і деформацією ґрунту описується :

$$\sigma = P_0 \cdot \text{th}\frac{k}{P_c} \cdot h \qquad (1)$$

де: k - коефцієнт об’ємного стиску грунту кг/см^3;
P_c – коефіцієнт об’ємного зминання грунту, кг/см^3;
h – висота деформованого шару грунту.

Ця формула загально прийнята для практичних розрахунків, коефіцієнт об’ємного зминання грунту та коефцієнт об’ємного стиску грунту , як характеристики властивостей загального визначені та їх значення приведені у посібниках [1]. Автор вказує, що функціональна залежність між напруженням σ та деформацією стиску, яка визначається формулою [1], отримана в результаті передумови, щодо характеру зміни властивостей ґрунту при стисканні. В [1] показано, що при русі причепа, який має навантаження на гаку, грунтозачепи коліс зсувають ґрунт у напрямку, зворотному руху агрегату. Зі збільшенням дотичних складових, сили тертя також збільшуються. Але величина їх не може перевищити межі, яка визначається нормальною силою, яка притискає поверхні одну до одної, та властивостями цих поверхонь:

$$T_n = f_n \cdot N \qquad (2)$$

де: T_n – сила тертя спокою;
f_n – коефіцієнт тертя спокою;
N – нормальне навантаження.

З досліджень [6,7,8] сила Т змінюється у процесі зсуву поверхонь.

В [1] автор робить дуже важливий висновок, що визначення закономірностей змінення напруження зсуву від величини дотичної деформації

має велике значення для обґрунтування параметрів рушія. В роботі [7] наведена функціональна залежність між напруженням і деформацією зсуву яка відповідає дійсним умовам експлуатації. В роботі [2] автор В. В. Кацигін приводить формулу, яка досконало дозволяє описувати дійсний процес зсуву ґрунту, але не надає конкретних висновків, щодо впливу зсуву ґрунту на швидкісні можливості руху енергетичного засобу. В роботі [3] приведені дослідження поведінки нормальних та тангенціальних реакцій на ділянці взаємодії колеса і ґрунту, але також не дається аналіз впливу поведінки цих реакцій на розкриття швидкісних можливостей енергетичного засобу.

Мета розрахункових досліджень: Встановлення закономірностей взаємодії між колісним рушієм та опорною поверхнею. Виберемо систему відліку: систему координат пов'яжемо з грунтом і направимо осі Ох і Оу згідно рис.1.

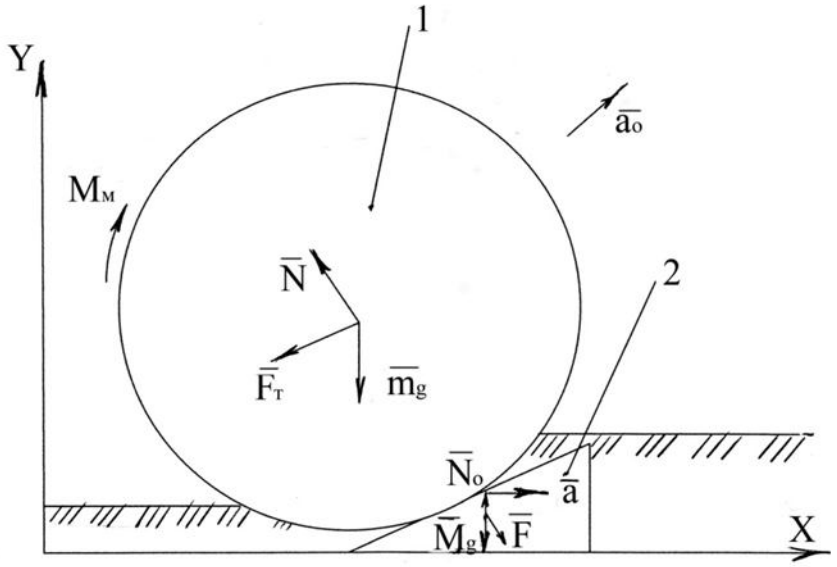


Рис 1 – Схема навантаження колеса у важких умовах експлуатації:

1 – колесо; 2 – шар ґрунту, який деформується.

До колеса прикладені сили:

✓ mg - сила тяжіння; N - сила нормальної реакції і опори; FT - сила тертя.

На ґрунт 2 діятиме:

✓ сила тяжіння Mg ; сила нормальної реакції ущільненого шару ґрунту N0; деформаційна сила F, з якою колесо діятиме на ґрунт 2.

Запишемо другий закон Ньютона у проекціях на осі Ох і Оу для колеса:

$$m \cdot g_x + N_x + F_{тx} = m \cdot a_x$$

$$m \cdot g_y + N_y + F_{тy} = m \cdot a_y \qquad (3)$$

Оскільки

$$m \cdot g_x = 0; N_x = -N \cdot \sin\alpha; F_{Tx} = -F_T \cdot \cos\alpha; \quad (4)$$

$$m \cdot g_y = 0; N_y = N \cdot \cos\alpha; F_{Ty} = -F_T \cdot \sin\alpha$$

З урахуванням (2) система рівнянь:

$$-N \cdot \sin\alpha - F_T \cdot \cos\alpha = m \cdot a_x \quad (5)$$

$$N \cdot \cos\alpha - F_T \cdot \sin\alpha - m_g = m \cdot a_y \quad (6)$$

Як видно з наведеного рух колеса відносно нерухомого ґрунту буде складним. Цей рух складається з двох рухів: по похилій площині з прискоренням a0 і разом з деформованим ґрунтом з прискоренням a:

$$a_x = a + a_0 \cdot \cos\alpha \quad (7)$$

$$a_y = a_0 \cdot \sin\alpha \quad (8)$$

Підставивши ax і ay у рівняння (5) і (6):

$$-N \cdot \sin\alpha - F_T \cdot \cos\alpha = m(a + a_0 \cdot \cos\alpha), \quad (9)$$

$$N \cdot \cos\alpha - F_T \cdot \sin\alpha - m_g = m \cdot a \cdot \sin\alpha \quad (10)$$

Сила тертя:

$$F_T = \mu \cdot N \quad (11)$$

то розв'язавши систему рівнянь (9) і (10) :

$$-N \cdot \sin\alpha - \mu \cdot N \cdot \cos\alpha = m(-a + a_0 \cdot \cos\alpha) \quad (12)$$

$$N \cdot \cos\alpha - \mu \cdot N \cdot \sin\alpha - m_g = m \cdot a_0 \cdot \sin\alpha \Rightarrow$$

$$\Rightarrow N = \frac{-m_g - m \cdot a_0 \cdot \sin\alpha}{\mu \cdot \sin\alpha - \cos\alpha} = \frac{m \cdot a_0 \cdot \sin\alpha + m_g}{\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha} \quad (13)$$

З рівняння (12) :

$$-\frac{m \cdot a_0 \cdot \sin\alpha \cdot \sin\alpha}{\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha} - \frac{m_g \cdot \sin\alpha}{\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha} - \frac{m \cdot a_0 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha} - \mu\frac{m_g \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha} = m \cdot (a - a_0 \cdot \cos\alpha)$$

Запишемо другий закон Ньютона для деформованого ґрунту:

$$M_{gz} + N_{ox} + F_{Tx} = M \cdot a_x$$

(14)

$$M_{gy} + N_{oy} + F_{Ty} = M \cdot a_y$$

Зуйнування ґрунту в напрямку Ох, та враховуючи, що:

$$M_{gx} = 0; N_x = 0; F = F \cdot \sin\alpha; M \cdot a = M \cdot a$$

Тоді рівняння для деформованого грунту набуде вигляду:

$$F \cdot \sin\alpha = M \cdot a \quad (15)$$

Розв'язавши сумісно рівняння (13) і (15) і враховуючи, що |F|=|N|,

отримаємо:

$$\frac{1}{M}\cdot\frac{m\cdot a_0\cdot\sin\alpha+m_g}{\cos\alpha-\mu\cdot\sin\alpha}(m\cdot\cos\alpha-\mu\cdot m\cdot\sin\alpha)=a_0\cdot m+m_g\cdot\sin\alpha+\mu\cdot m_g\cdot\cos\alpha$$

З (15 маємо):

$$\left[\frac{m}{M}\cdot\frac{M}{1-M}(g\cdot\sin\alpha+\mu\cdot g\cdot\cos\alpha)-\frac{m_g}{M}\right]\cdot\frac{1}{ctg\alpha-M} \qquad (16)$$

Для здійснення руху необхідно виконати умови (15) і (16) $a_0>0$, та $a>0$.

Висновки:

Виконано огляд розрахункових досліджень та встановлено закономірності взаємодії між колісним рушієм та опорною поверхнею. Проаналізовано вплив зсуву грунту на швидкісні можливості руху тракторного причепа.

Список використаних джерел

1. Л. М. Петров. Теорія колісного рушія для важких умов експлуатації аграрний вісник причорномор'я Вип. 48. 2009 р.
2. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. - М.: Машиностроение, 1966.
3. Кацыгин В.В. Вопросы технологии механизированного сельскохозяйственного производства. - Минск.: Сельхозгиз, 1963.
4. Бабков В. Ф. Проходимость колесных машин по грунту. М.: Автотрнсиздат, 1959.
5. Генних М.Э. сцепление автомобильного колеса с деформируемым грунтом. «Проблемы повышения проходимости колесных машин».М.:АН СССР, 1959.
6. Запольський В.П. Исследование параметров гусеничной ленты. «Труды научной конференции ЦНИИ МЭСХ 1961г.». Минск.: Сельхозгиз,1963.
7. Ульянов Ф.Г. Повышение проходимости и тяговых свойств колесных тракторов на пневматических шинах.М.: Машиностроение, 1964.

Аннотация

АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕС СЕЛЬСЬКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРИЦЕПА В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ

Рибак Т., Попович П., Целюк С., Цьонь О.

Статья касается аналитического исследования процеса взаимодействия колес сельськохозяйственного прицепа и поля в условиях реальной експлуатаци.

Abstract

ANALYTICAL DESIGN OF MOVE OF WHEELS OF AGRICULTURE MACHINES IS IN THE FIELD TERMS

T. Rybak, P. Popovich, C. Tcelyuk, O. Tson

Materials of research of co-operation of wheels of agricultural trailer are resulted with soil, in the conditions of exploitation, the question of theory of process of motion of wheels is considered.

УДК 629.017

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА МОТОРНОГО МАСЛА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРА ХТЗ - 17021

Наглюк И.С., к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Представлены результаты изменения скорости поступления продуктов износа в моторное масло, относительной диэлектрической проницаемости и основных показателей качества масел различных производителей при их эксплуатации в двигателе.

Введение. Реализация ресурса заложенного в двигателе, возможна только при использовании смазочных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации трактора.

На сегодняшний день моторные масла являются одним из основных функциональных элементов двигателя определяющим надежность и эффективность их работы при эксплуатации транспортных машин. Качество масел и конструкция двигателя взаимосвязаны и дополняют друг друга. Постоянное совершенствование конструкции двигателей в направлении улучшения условий работы в них масел и повышения качества самого масла, позволяет обеспечивать надежную работу и снизить интенсивность изнашивания узлов трения механизмов и систем двигателя.

Анализ публикаций. В процессе работы двигателя, масло выполняет функции накопителя продуктов изнашивания и загрязнений, образующихся при работе двигателя, а это приводит к изменению основных показателей качества масла. К основным видам загрязнений масел в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести органические (углеводородные) и неорганические (продукты изнашивания трущихся деталей).

Неорганические загрязнения попадают в масло, вследствие механического износа трущихся деталей двигателя и представляют собой главным образом кварцы, полевые шпаты, оксиды металлов и металлические частицы [1,2].

В работе [2] представлены скорости поступления загрязняющих примесей в картерное масло при работе бензиновых двигателей легковых и грузовых автомобилей 5 – 40 мг/(л.с. ч) или 0,1 – 1,5 мг/(л.с. км), дизельных четырехтактных автомобильных и тракторных двигателей 16 – 60 мг/(л.с. ч) или 0,5 – 2 мг/(л.с. км), а двухтактных дизельных 48 - 90 мг/(л.с. ч) или 1,6 – 3 мг/(л.с. км).

Авторы в работе [3,4] утверждают, что у двигателей оборудованных частично поточным центробежным маслоочистителем, наблюдается значительная корреляционная зависимость между скоростью накопления химического элемента (железа) в отложениях ротора центробежного маслоочистителя и скоростью изменения содержания его в работавшем масле для двигателей ЯМЗ-238 при нормальном изнашивании коэффициент корреляции составляет (r = 0,576), при повышенном и аварийном изнашивании (r = 0,949). Эта связь существенно возрастает при нарушении работоспособности систем или узлов двигателя, что и позволяет с высокой достоверностью диагностировать двигатели с такой системой очистки масла непосредственно по показателям работавшего масла.

Цель и постановка задачи. Целью статьи является исследование изменения скорости поступления продуктов изнашивания (железа) в моторное масло, диэлектрической проницаемости и основных показателей качества масла различных производителей при работе тракторов ХТЗ - 17021.

Результаты исследований. Многолетний практический опыт применения дизельных моторных масел позволил установить ряд показателей, в совокупности достаточно полно характеризующих работоспособность масла применительно к конкретным типам двигателей и условиям их работы. Причем, браковочным принято считать значение того или иного показателя качества, при достижении которого масло не рекомендуется для дальнейшего применения в двигателе и подлежит замене на свежее масло. Так, например, масло считается не работоспособным, если его вязкость изменилась по отношению к первоначальному значению на 25 – 40%; произошло снижение температуры вспышки более чем на 20^0С; снизилось щелочное число до 2,0 мг КОН/г; кислотное число увеличилось до 3,5 мг КОН/г; содержание воды превышает 0,3%; величина водородного показателя pH снизилась до 5 – 6; коксуемость не более 4%; концентрация железа в масле достигла 150 г/т [1, 2].

В качестве интегрального браковочного показателя моторных масел, позволяющим обосновать периодичность их замены, может быть параметр диэлектрической проницаемости (ε)[5, 6].

Для моторных масел это обусловлено влиянием на рост величины ε накапливающихся в масле продуктов износа трущихся деталей, воды, частиц неполного сгорания топлива, сажи и полярных продуктов окисления. Рассматривая корреляционную связь параметра ε с другими, общепризнанными браковочными показателями работающих моторных масел отметим, что: зависимость «ε – коксуемость» r = 0,8÷0,9; зависимость «ε– кислотное число» r = 0,82÷0,86; зависимость «ε– содержание воды» r =

0,29÷0,35; зависимость «ε – продукты износа» r = 0,83÷0,94 [6].

Скорость поступления продуктов изнашивания в масло является обобщающим паказателем характеризующим качество применяемого топлива, масла и техническое состояние двигателя, его систем и механизмов, а также нагрузочно – скоростные режимы работы трактора. Скорость поступления продуктов изнашивания можно определить по формулам

$$И = \mathrm{F} \cdot \mathrm{V_м} \cdot \rho_м / L_м ; \quad (1)$$

$$И = \mathrm{F} \cdot \mathrm{V_м} \cdot \rho_м / Q , \quad (2)$$

где: F – концентрация продуктов износа в масле;

$V_м$ – объём системы смазки двигателя;

$\rho_м$ – плотность масла;

$L_м$ – наработка масла в двигателе после очередной замены;

Q – количество израсходованного топлива за период работы масла в двигателе, л.

В процессе работы тракторов были отобраны пробы моторных масел с различной наработкой и выполнен их анализ, результаты анализа основных браковчных показателей качества масел представлены в таблице 1 и 2.

Анализируя результаты представленные в таблице 1, нужно отметить, что предельного значения, за время работы моторного масла Маст-Экстра Дизель в тракторе ХТЗ – 17021, достигла только вязкость при наработке 237 часов (увеличение 48,2%) и эксплуатация такого масла не рекомендуется. Дальнейшая эксплуатации показала, что вязкость продолжает увеличиваться, а скорость поступления продуктов износа (железа) в масло остаётся на том же уровне и составила 3,97 мг/ч или 0,16 мг/л израсходованного топлива.

Рост вязкости происходит за счет увеличения продуктов не полного сгорания топлива, продуктов окисления и сажи, о чем свидетельствуют повышенные значения относительной диэлектрической проницаемости, а также необходимо уделить внимание работе топливной аппаратуры.

Анализ основных браковочных показателей качества масла АЗМОЛ Турбо 1 SAE 15W – 40 API SG/CF-4 с разной наработкой (табл.2) показал, что предельное значение имеет показатель коксуемости 4,89% в результате чего дальнейшая эксплуатация масла была прекращена. Скорость поступления железа в моторное масло составило 3,48 мг/ч и 0,14 мг/л израсходованного топлива.

Результаты анализа моторного масла DEUTZ OEL TAD SAE 15W – 40 API CF-4 из трактора с наработкой масла 317 часов пригодно к дальнейшей эксплуатации, а из трактора с наработкой масла 471 час рекомендуется заменить, так как предельного значения достигла вязкость (увеличение на 40,7%) и коксумость 4,25%. Скорость поступления железа в моторное масло составило 2,65 мг/ч и 0,11 мг/л израсходованного топлива.

Таблица 1 – Результаты анализа показателей качества масла Маст-Экстра Дизель SAE 15W – 40 API SG/CD при его эксплуатации

Наименование показателей		Чистое масло	Трактор ХТЗ-17021 с двигателем «Дойтц»					
Наработка масла, ч		0	138	182	237	295	418	490
Вязкость кинематическая при 100^0С, мм^2/с		14,1	15,8	16,25	20,9	22,7	23,3	25,8
Щелочное число мг КОН/г		10,6	9,7	9,35	9,0	8,8	7,8	6,7
Кислотное число мг КОН/г		0,28	0,32	0,39	0,55	0,74	0,95	1,22
Зольность сульфатная, %		1,42	1,5	1,37	1,52	1,57	1,67	1,75
Коксуемость,%		1,26	1,78	2,61	2,82	3,26	3,68	3,85
Концентрация Fe, г/т		-	34	54	55	70	96	120
Диэлектрическая проницаемость, ε		2,4525	2,7124	2,8057	2,8989	2,9823	3,1320	3,2674
Скорость поступления железа в масло	мг/ч	-	3,99	4,81	3,76	3,84	3,92	3,97
	мг/л	-	0,15	0,18	0,14	0,15	0,16	0,16

Количество воды в анализируемых пробах не превышало предельного значения 0,3%. Температуры вспышки изменялась от начального значения на 5- 15^{0}С.

При эксплуатации тракторов наблюдается значительное изменение значений относительной диэлектрической проницаемости в моторных маслах от 2,4354 в чистых и до 3,52 в работавших. На рисунке 1 представлены зависимости изменения относительной диэлектрической проницаемости моторных масел при эксплуатации тракторов ХТЗ-17021 и болшегрузных самосвалов.

У моторных масел «Азмол Турбо 1» SAE 15W-40 API SG/CF-4 и «Маст-Экстра Дизель» SAE 15W-40 API SG/CD (см. рис. 1), которые проработали в двигателе «Дойтц» трактора ХТЗ - 17021 при выполнении полевых сельскохозяйственных работ по обработке почвы 378 часов ε=3,52 и 574 часа ε =3,51.

Моторное масло ESSOLUBE XT 401 SAE 15W-40 API CF-4 проработало в двигателе автомобиля самосвала Kamatsu HD 1200-1 464 часа ε=2,46.

Полусинтетическое моторное масло Крол Альфа SAE 10W-40 API CF-4/ SG отработало в двигателе автомобиля БелАЗ 75121-20 503 часа ε=2,43.

Наибольшее значение диэлектрическая проницаемость достигает при работе в двигателе трактора, чем в двигателе автомобилей самосвалов.

Таблица 2 - Результаты анализа показателей качества масел при эксплуатации трактор ХТЗ-17021 с двигателем «Дойтц»

Наименование показателей		Чистое масло	АЗМОЛ Турбо 1 SAE 15W – 40 API SG/CF-4				DEUTZ OEL TAD SAE 15W – 40 API CF-4	
Наработа масла, ч		0	147	190	251	307	317	471
Вязкость кинематическая при 100^0С, мм ^{2}/с		14	14,6	15,2	16	18,2	15,6	19,7
Щелочное число мг КОН/г		11	10,5	9,3	8,7	7,82	8,6	7,6
Кислотное число мг КОН/г		0,16	0,32	0,46	0,58	0,78	0,37	0,41
Зольность сульфатная, %		1,5	1,5	1,53	1,54	1,57	1,67	1,72
Коксуемость,%		1,21	1,86	2,82	3,66	4,89	3,72	4,25
Концентрация Fe, г/т		-	30	40	53	66	75	77
Диэлектрическая проницаемость, ε		2,4354	2,8232	2,9687	3,1480	3,2348	3,1827	3,2167
Скорость поступления железа в масло	мг/ч	-	3,31	3,41	3,42	3,48	3,83	2,65
	мг/л	-	0,13	0,13	0,14	0,14	0,16	0,11

Выводы. Диагностируя качество моторного масла по диэлектрической проницаемости, можно с большей достоверностью утверждать о фактическом состоянии работавшего масла, чем по наработке.

При уточнении периодичности диагностирования моторных масел необходимо устанавливать предельное значение диэлектрической проницаемости индивидуально для каждого трактора, учитывая техническое состояние двигателя и его систем, качество применяемого масла и внешние условия эксплуатации.

Зная скорость поступления продуктов изнашивания в масло, при работе двигателя в одинаковых условиях, на маслах различных производителей можно с большей достоверностью утверждать о работоспособности двигателя на этих маслах.

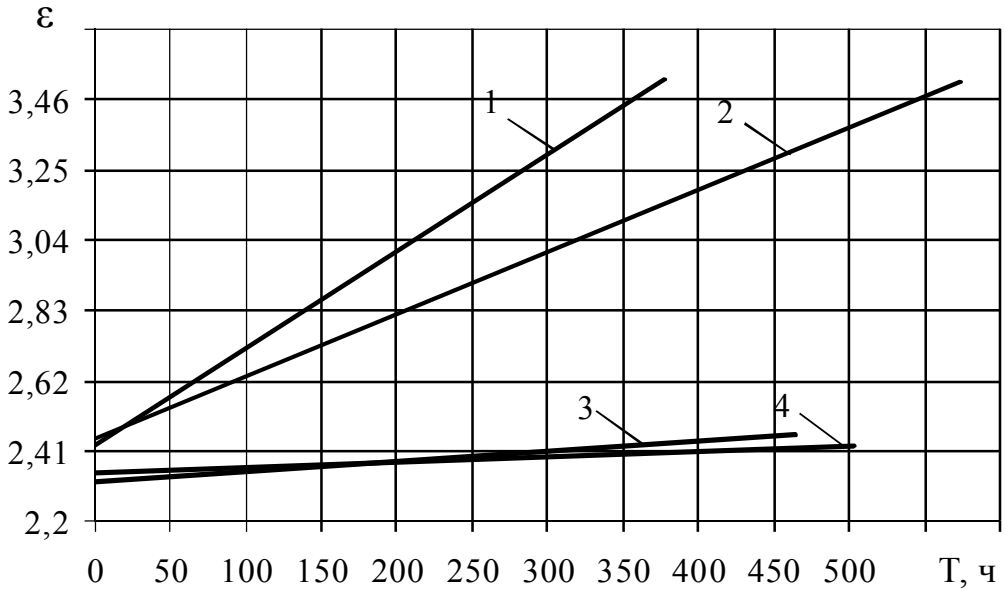


Рис.1 – Изменение диэлектрической проницаемости моторных масел от времени работы в двигателе:

1 – ХТЗ- 17021 (Азмол Турбо-1 SAE 15W-40); 2 – ХТЗ- 17021 (Маст-Экстра Дизель SAE 15W-40); 3 – Komatsu HD 1200-1 (ESSO SAE 15W-40); 4 – БелАЗ 75121-20 (Крол Альфа SAE 10W-40).

Список использованных источников

1. Венцель Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Венцель Е.С., Жалкин С.Г., Данько Н.И. - Харьков: УкрГАЖТ, 2003.- 168с.
2. Григорьев М.А. Качество моторного масла и надежность двигателей / Григорьев М.А., Бунаков Б.М., Долецкий В.А. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 232с.
3. Соколов А.И. Диагностирование современных ДВС по параметрам работавшего масла / А.И. Соколов, Н.Т. Тищенко, В.А. Аметов // Двигателестроение.-1989.-№10.-С.29-31.
4. Соколов А.И. Применение эмиссионного спектрального анализа масла для оценки износа и свойств работавшего масла / А.И. Соколов, Н.Т. Тищенко.-Томск: Изд-во ТГУ, 1979. -208с.
5. Григоров А.Б. Визначення залишкового ресурсу відпрацьованних моторних олив по діелектричній проникності / А.Б. Григоров, А.М. Антипенко, І.С. Наглюк // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенко. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Випуск 89. – С. 191-197.
6. Григоров А.Б. Браковочные показатели моторных масел и диэлектрическая проницаемость / А.Б. Григоров, И.С. Наглюк, П.В. Карнажицкий // XIV Научно-техническая конференция с международным участием “ Транспорт, экология – устойчивое развитие”. – ЭКОВАРНА, 2008.- С.362-369.

Анотація

ОЦІНКА ЯКОСТІ МОТОРНОЇ ОЛИВИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРА ХТЗ-17021

Наглюк І.

Представлено результати зміни швидкості надходження продуктів зношування в моторну оливу, відносної діелектричної проникності й основних показників якості олив різних виробників при їхній експлуатації у двигуні.

Abstract

EVALUATION OF QUALITY OF ENGINE OIL OPERATING THE TRACTOR KHTZ-17021

I. Naglyuk

Presents the results of changes in arrival rate of wear in the engine oil, the relative permittivity and the main indicators of the quality of oils from different manufacturers at their operation in the engine.

УДК 621.436

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОЗГОНУ ДИЗЕЛЯ ПРИ КОРЕКТУВАННІ ПАЛИВОПОДАЧЕЮ ЗА ГРАНИЧНИМ ЗНАЧЕННЯМ ДИМНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Левчук В.І., к.т.н., в.о. доц., Арендаренко В.М., к.т.н., доц., Іванов О.М., викл.

Полтавська державна аграрна академія

Приведено результати порівняльних досліджень перехідних процесів розгонів тракторного дизеля з турбонаддувом зі штатною САР паливоподачі за частотою обертання колінчастого вала та дослідною двоімпульсною САР паливоподачі за оптичною густиною відпрацьованих газів. Дослідження проводились із залученням методів математичного моделювання роботи системи автоматичного регулювання дизеля. За аналізом результатів теоретично-розрахункових досліджень було зроблено висновок про суттєвий вплив процесу корекції палива за димністю відпрацьованих газів на характер протікання перехідного процесу.

Постановка проблеми. Дизель є найбільш розповсюдженою енергетичною установкою для тракторів, самохідних сільськогосподарських машин і значної частини автомобілів, що обумовлено його кращою економічністю та низьким рівнем токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Водночас, дизелю притаманний головний недолік - схильність до підвищеної

димності ВГ, що є ознакою погіршення його паливної економічності.

Для запобігання виникненню даного недоліку здійснюють коректування паливоподачі спеціальними обмежувачами димності (протидимні негативні коректори), які є складовими системи автоматичного регулювання (САР) паливоподачі дизелів за величиною оптичної густини ВГ.

Коректування паливоподачею за димністю ВГ, як і будь-який інший вплив на процес дозування палива, привносить суттєві зміни у характер формування статичних та динамічних властивостей дизелів. Зважаючи на умови експлуатації автотракторних дизелів переважно на неусталених режимах роботи, доцільно провести дослідження впливу даного виду коректування на динаміку дизеля, зокрема під час його розгону с різним ступенем навантаження.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Дослідженню закономірностей утворення й зниження токсичних шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизелів присвячені праці К.Є. Долганова, О.Е. Сімсона, Г.Б. Розенбліта, А.З. Філіппова, Ю.Ф. Гутаревича, А.Ф. Головчука, А.А. Грунауера, А.Г. Говоруна, В.П. Матейчика, та ін.

Систематизація та аналіз схем і конструкцій розроблених коректувальних пристосувань для паливної апаратури автотракторних дизелів детально приведено в роботі А.М. Долгова [1].

Досить широко поширенні механічні негативні коректори паливоподачі, розробці та вивченню впливу яких на характеристики автотракторних дизелів висвітлено в працях К.Є. Долганова, А.Г. Говоруна, Г.І. Остапенко, А.Ф. Головчука [2,3,4,5], В.І. Крутова, В.А. Маркова [6] та ін.

Ведення жорстких обмежень на емісію шкідливих сполук у ВГ стимулюють виробників розробляти електронні САР з більшою кількістю інформативних сигналів про роботу на експлуатаційних режимах і, тим самим, шукати оптимальні алгоритми керування дизелем та зменшувати димність його ВГ [7,8]. При цьому програмна реалізація експлуатаційних швидкісних характеристик дизеля дозволяє більш гнучко варіювати статичними та динамічними характеристиками двигуна.

Мета роботи і завдання досліджень. За мету роботи була поставлена задача за допомогою методів математичного моделювання провести порівняльні дослідження динамічних властивостей тракторного дизеля 6ЧН13/11,5, який обладнувався САР паливоподачі з наявним та відсутнім протидимним негативним коректором. В якості варіанта САР паливоподачі за димністю ВГ була вибрана САР з гібридним електромеханічним виконуючим засобом дозування палива, приведеної в роботі [9].

Виклад основного матеріалу досліджень. Розроблена система автоматичного регулювання паливоподачі за оптичною густиною відпрацьованих газів дозволяє приводи рівень димності ВГ дизеля до гранично допустимого значення 40%, регламентованого чинними державними стандартами [10,11]. Коректування подачі палива здійснюється на підставі інформаційних сигналів від безконтактного сенсора частоти обертання колінчастого вала двигуна та повнопоточночного денситометричного датчика

димності, який забезпечує отримання достовірного значення про димність ВГ на підставі прямого показника – ступеня поглинання світлового потоку джерела випромінювання цього датчика відпрацьованими газами у випускному тракті дизеля. Такий тип коректування відносить дану систему регулювання до двоімпульсних САР.

Зміна циклової подачі палива забезпечується коректуванням положення дозуючих органів паливного насосу шляхом їх контактної взаємодії з поворотним важелем ротора крокового електродвигуна, встановленого у безпосередній близькості до органів дозування. Відповідне кутове переміщення ротора електродвигуна здійснюється за допомогою мікроконтролерної системи керування на підставі сформованного масиву адаптаційних характеристик паливоподачі за границею димності ВГ, які забезпечують пропорційне коректування паливоподачі за відхиленням величини дійсної димності ВГ від гранично допустимого значення.

Об'єктом для проведення розрахункових порівняльних досліджень був вибраний тракторний дизель 6ЧН13/11,5 з розподільним паливним насосом високого тиску НД22/6Б4. Запропонована в роботі [9] динамічна математична модель САР паливоподачі дизеля з газотурбінним наддувом є уточненим варіантом розрахункової моделі, що була розроблена на кафедрі "Двигуни і теплотехніка" НТУ. Уточнення стасувалось у враховані характеристик всережимного регулятора з позитивним механічним коректором, введенням додаткових рівнянь, які описують роботу фотоелектричного перетворювача денситометричного датчика димності та електромеханічного коректора паливоподачі.

Уточнена математична модель позбавлена врахування інерційності газового потоку відпрацьованих газів при формуванні інформації про миттєве значення димності ВГ, проте це дає змогу змоделювати перехідні режими з найбільш раціональними параметрами дослідної САР, а саме зменшувати димність ВГ та підтримувати всережимне регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля.

Математична модель включає в себе систему із диференційних рівнянь функціональних ланок САР (дизель, електромеханічний коректор паливоподачі, впускний та випускний трубопровід, турбокомпресор та регулятор паливного насоса), аналітичних та апроксимованих рівнянь робочих параметрів дизеля. При цьому застосування диференціальних рівнянь спрямовано на дослідження динамічних властивостей дизеля на перехідних режимах роботи в залежності від часової координати. Система розв'язується, використовуючи числові методи інтегрування систем диференціальних рівнянь.

Диференційне рівняння дизеля має наступний вигляд:

$$J_{\text{д}} \frac{d\omega_{\partial}}{dt} = M_i\left(q_{\text{ц}}, p_{\text{к}}\right) - M_{\text{м}}\left(n_{\text{д}}\right) - M_{нагр.}\left(n_{\text{д}}, H_{\text{нг}}\right) \qquad (1)$$

Електромеханічний коректор паливоподачі:

$$\frac{df}{dt} = k_{КДР} \cdot \left(N_{доп} - N_{\partial}\right) \qquad (2)$$

де: f – частота перемикання фаз крокового електродвигуна, $с^{-1}$;

$k_{КДР}$ – коефіцієнт, який визначає поле значимості закону регулювання;

$N_{доп}$ – гранично допустиме, нормоване значення димності ВГ дизеля, %.

Впускний трубопровід:

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{n_{\text{вп}} \cdot p_k}{V_{\text{вп}} \cdot \rho_{\text{к}}} \cdot \left(G_{\text{к}}\left(p_к, n_{\text{тк}}\right) - G_{\text{в}}\left(p_к, n_{\text{д}}\right)\right) \tag{3}$$

Випускний трубопровід:

$$\frac{dp_{\text{тг}}}{dt} = \frac{n_{\text{вип}} \cdot p_{тг}}{V_{\text{вип}} \cdot \rho_{\text{тг}}} \cdot \left(G_{\text{г}}\left(G_{\text{в}}, q_ц, n_{\text{д}}\right) - G_{\text{тг}}\left(\mu_{\text{т}} F_т, p_{тг}, T_{тг}, \pi_{тг}\right)\right) \tag{4}$$

Турбокомпресор:

$$J_{\text{тк}} \frac{d\omega_{тк}}{dt} = M_т\left(G_{\text{тг}}, L_{\text{та}}, n_{\text{тк}}, k_{\text{е}}\right) - M_к\left(G_{\text{к}}, L_{\text{ка}}, n_{\text{тк}}, \eta_{\text{ка}}\right) \tag{5}$$

Відцентровий регулятор частоти обертання:

$$\frac{\text{dz}}{\text{dt}} = c_z; \tag{6}$$

$$m_{\text{р}} \frac{\text{dc}_{\text{z}}}{\text{dt}} = P_ц\left(n_{\text{н}}, z\right) - E - \nu_p \cdot c_z \pm T_p \tag{7}$$

До правої частини диференціальних рівнянь, які записані у формі Коші, входять алгебраїчні рівняння. Ці рівняння отримані в результаті апроксимації відомими методами дослідних статичних характеристик відповідних ланок САР за умови квазістатичної залежності між вхідними та вихідними параметрами цих ланок [5,9].

Для перевірки динамічних властивостей дизеля з розробленою САР паливоподачі за димністю ВГ було здійснено ряд математичних моделювань розгонів дизеля з різним ступенем навантаження. При цьому навантаження змінювалось від 0 до 100% і враховувалось в розрахунковій моделі характерним параметром – задатчиком навантаження $H_{нг}$.

Методика порівняльного аналізу перехідних процесів розгонів дизеля зводилась до співставлення у часі робочих параметрів дизеля з новоствореною САР паливоподачі до відповідних показників роботи двигуна з серійною САР.

Розрахунок перехідних процесів дизеля відбувався шляхом вирішенням типової задачі Коші для системи диференціальних рівнянь першого порядку із застосуванням числового методу інтегрування метода Ейлера. Обчислення проводились з використанням об’єктно-орієнтовної мови програмування Visual Basic 6.0.

На рис.1-3 приведені суміщені результати розрахункових перехідних процесів розгону дизеля з різним ступенем навантаження для обох варіантів САР паливоподачі.

Аналізуючи зміну робочих параметрів дизеля на режимі вільних прискорень (рис.1, $H_{нг}$=0), слід відмітити ідентичність зростання частоти

обертання ротора турбокомпресора n_m та колінчастого вала дизеля $n_д$ до моменту досягнення рівня димності граничного значення 40% на 0,19 с процесу розгону. Після незначного перерегулювання миттєвої димності ВГ до 43,3% в дослідній САР відбувається коректування паливоподачі і вже на 1,05 с рівень оптичної густини ВГ виходить на регламентоване значення 40%. В той же час для серійної САР рівень димності сягає 100% вже на 0,26 с перехідного процесу і тримається на цьому рівні до моменту виходу частоти обертання ротора турбокомпресора n_m на своє пікове значення 28500 хв$^{-1}$ із зростанням тиску наддуву до 115,2 кПа на 1,4 с перехідного процесу. Це сприяє по мірі стабілізації цих показників поступовому зниженню димності ВГ до рівня 8% на новому швидкісному режимі роботи.

Часова тривалість переходу з одного швидкісного режиму на інший для дослідної САР склало 2,27 с, що на 0,52 с більше від перехідного процесу серійної САР. На тлі значного погіршення динаміки розгону дизеля дослідна САР сприяє зменшенню заброcу частоти обертання ротора турбокомпресора n_m на 3500 хв$^{-1}$ та зниження максимального тиску наддуву до 108,3 кПа. При цьому тривалість стабілізації параметрів системи повітроподачі є однаковою для обох варіантів САР і становить для n_m та $p_к$ однаковий час - 7,4 с.

Перехідний процес дизеля при рівні навантаження $H_{нг}$=0 (рис.2) має спільні риси з попередньо розглянутим динамічним режимом розгону (рис.1). Тривалість зростання частоти обертання колінчастого вала дизеля $n_д$ для дослідної САР становило 4,15 с, а для її серійного варіанту лише 2,6 с, що майже на 60% менше.

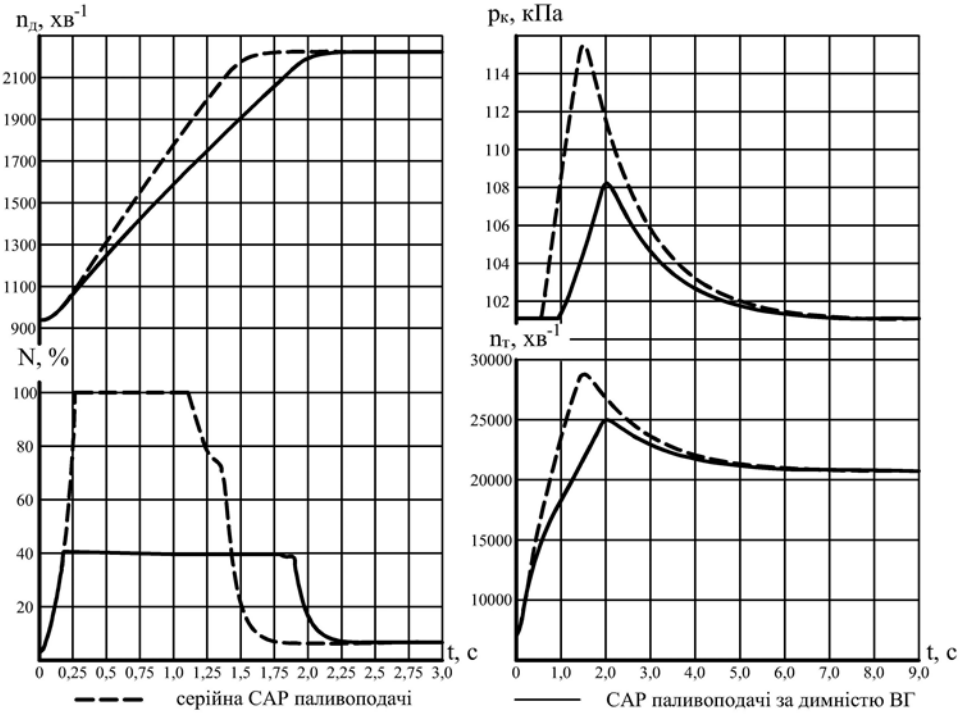


Рис.1 – Розрахункові перехідні процеси в серійній та дослідній САР дизеля при $N_{доп}$=40%, $H_{нг}$=0.

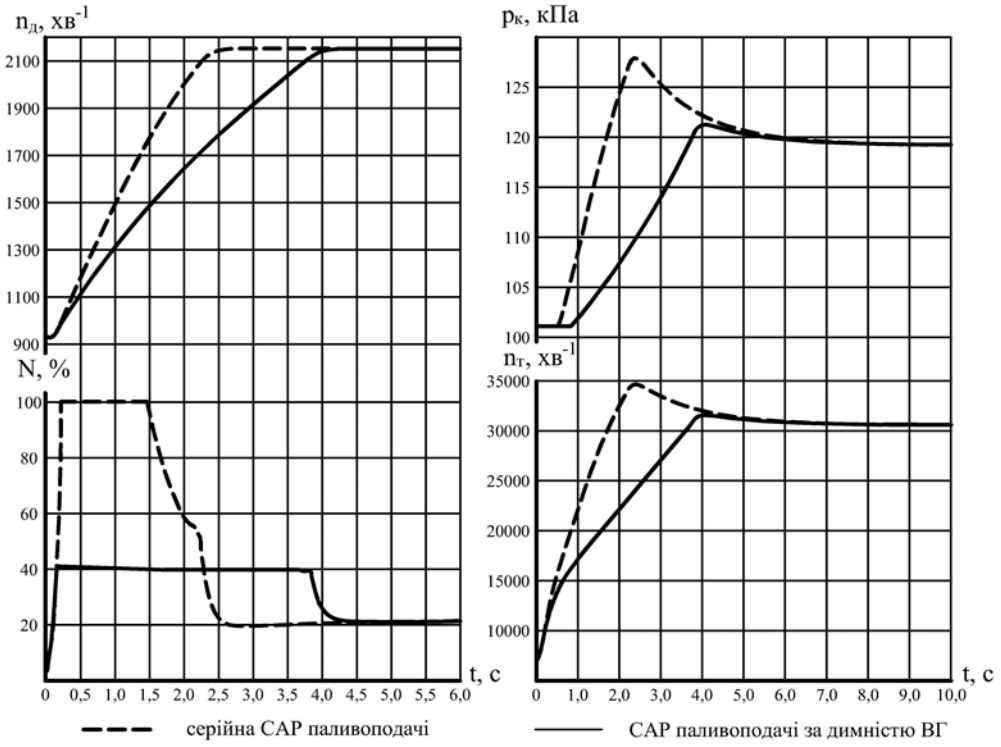


Рис.2 – Розрахункові перехідні процеси в серійній та дослідній САР дизеля при $N_{доп}$=40%, $H_{нг}$=0,5.

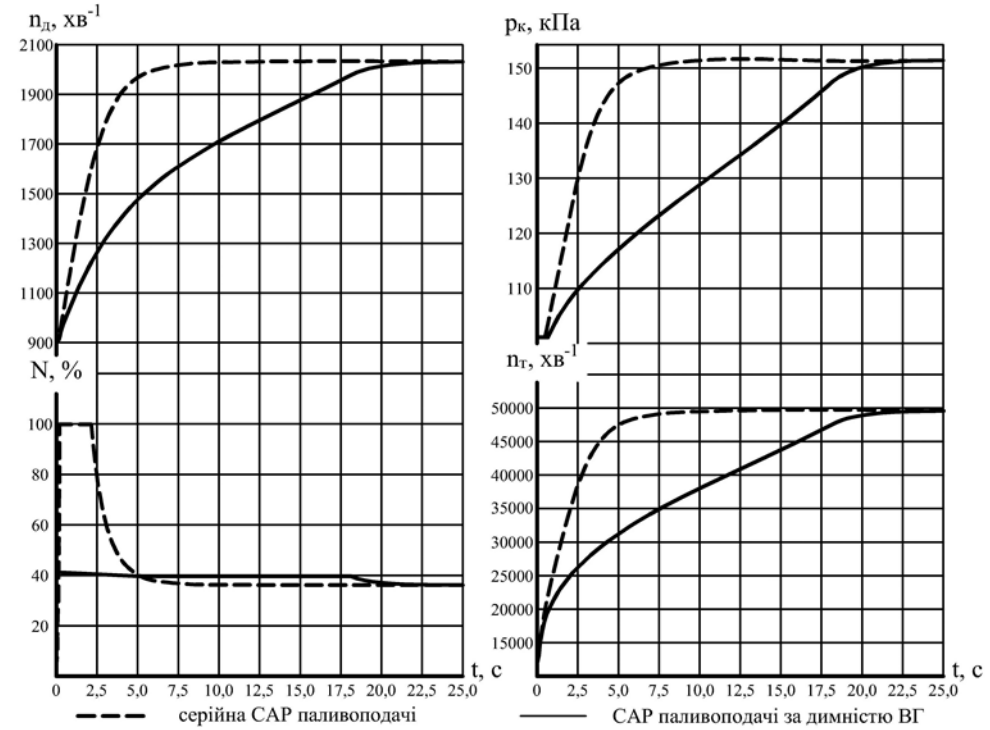


Рис.3 – Розрахункові перехідні процеси в серійній та дослідній САР дизеля при $N_{доп}$=40%, $H_{нг}$=1,0.

Водночас, переважна більшість часу перехідного процесу серійної САР проходить в умовах підвищеної димності, а саме, з 2,6 с тривалості даного процесу 2,05 с рівень оптичної густини ВГ є більшим від 40%. Для дослідної САР величина димності ВГ залишається постійною на рівні 40%, виключаючи

період часу перебування його вище регламентованого значення впродовж 1,2 с після забросу до 43,2% на 0,15 с процесу розгону. На новому швидкісному режимі роботи рівень димності ВГ для обох САР паливоподачі становить 21,3%.

Як і для режиму вільного прискорення час стабілізації частоти обертання ротора турбокомпресора n_m та тиску наддуву $p_к$ в незалежності від виду САР є однаковим і складає 7,95 с. При цьому рівні забросів параметрів системи повітроподачі для обох САР суттєво різняться. Так для САР з електромеханічним коректором димності ВГ максимальний тиск наддуву $p_к$ складає 121,7 кПа, що на 6,2 кПа менше від аналогічного параметра для серійної САР. Величина забросу частоти обертання ротора турбокомпресора n_m для дослідної САР становить 970 хв$^{-1}$ проти 4250 хв$^{-1}$ для серійної САР.

При розгоні дизеля з повним завантаженням (рис.3) спостерігається майже двократне збільшення часу переходу з одного швидкісного режиму на інший для дослідної САР паливоподачі. Характерною особливістю порівнювальних перехідних процесів, при даному рівні завантаження дизеля, є відсутність помітних забросів параметрів повітроподачі n_m та $p_к$. На новому усталеному режимі роботи дизеля частота ротора турбокомпресора n_m стабілізується на ріні 49875 хв$^{-1}$, а тиск наддуву $p_к$ сягає 152,5 кПа.

Висновки. На основі проведеного порівняльного аналізу перехідних процесів в САР дизеля з серійним всережимним регулятором та в дослідній САР із електромеханічним коректором і денситометричним датчиком встановлено, що проведення корекції палива, з метою приведення до стандарту рівня димності ВГ, призводить до збільшення часу перехідного процесу від 22%, при вільному прискоренні дизеля, до перевищення майже в двічі часу переходу на новий швидкісний режим при розгоні дизеля з повним завантаженням. В свою чергу, застосування дослідної САР дозволяє знизити рівень димності ВГ, тим самим сприяти поліпшенню екологічності роботи дизеля. Це дає змогу використовувати даний тип енергетичних установок в місцях з підвищеними екологічними вимогам до викидів токсичних речовин, зокрема, в теплицях, тваринницьких фермах, садах, парках та інше.

Список використаних джерел

1. Долгов А.М. Исследование корректирующих устройств тракторных, автомобильных и комбайновых двигателей: дис. …канд. тех. наук: 05.04.02. – К., 1964. – 192 с.
2. Головчук А.Ф., Долганов К.Е., Остапенко Г.И. Влияние расширения интервала корректирования топливоподачи на экономичность и дымность отработавших газов дизеля // Двигателестроение. – 1982. – №8. – С. 3–5.
3. Долганов К.Е., Остапенко Г.И. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности отработавших газов тракторного дизеля с турбонаддувом применением отрицательного корректирования топливоподачи // Двигателестроение. – 1983. – №2. – С. 7–9.
4. Говорун А.Г., Самусь Н.И., Головчук А.Ф. Статический расчёт ограничителя дымления для топливных насосов НД 22/6Б4 // Двигатели

внутреннего сгорания. Вып 33. –Харьков: ХПИ, 1981. – С. 125–130.
5. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путём совершенствования системы автоматического регулирования. – Дис. … д-ра техн. наук. – К. – 1992. – 654 с.
6. Крутов В.И., Горшков В.А., Марков В.А., Парфенов Б.П. Корректирование цикловой подачи многотопливного дизеля. // Двигателестроение, – 1989. – №8. – С. 24–27.
7. Системы впрыскивания топлива фирмы Бош для экологически совместимых дизельных двигателей, Роберт Бош ГмбХ, – Штутгарт: Производственный отдел К5. – 1994. – 46 с.
8. Dieselmotor-Manegment. 3 vollstanding überarbeitete und erweiterte Auflage. // Robert Bosch GmbH. − 2002. − 478 p.
9. Левчук В.І. Зменшення димності відпрацьованих газів автотракторних дизелів. – Дис.…канд. тех. наук: 05.05.03. – К., 2008. – 274 с.
10. Атмосфера. Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями: ДСТУ 4276:2004. – [Чинний від 2005-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 14 с.
11. Єдині технічні приписи щодо: I. Офіційного затвердження двигунів із запалюванням від стискання стосовно димності відпрацьованих газів; II. Офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно встановлення на них двигунів із запалюванням від стискання, офіційно затверджених за типом конструкції; III. Офіційного затвердження колісних транспортних засобів з двигуном із запалюванням від стискання стосовно димності відпрацьованих газів; IV. Вимірювання потужності двигунів із запалюванням від стискання (UN/ECE R 24-03:1986. IDT): ДСТУ UN/ECE R 24-03:2005. – [Чинний від 2006-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 50 с. – (Національний стандарт України).

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАЗГОНА ДИЗЕЛЯ ПРИ КОРРЕКТИРОВКЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДЫМНОСТИ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ

Левчук В., Арендаренко В., Иванов О.

Приведены результаты сравнительных исследований переходных процессов разгонов тракторного дизеля с турбонаддувом со штатной САР топливоподачи по частоте вращения коленчатого вала и опытной двоимпульсной САР топливоподачи по оптической плотности отработавших газов. Исследования проводились с привлечением методов математического моделирования работы системы автоматического регулирования дизеля. На основе анализу результатов теоретически-расчетных исследований был сделан вывод о существенном влиянии процесса коррекции топлива по дымности отработавших газов на характер протекания переходного процесса.

Abstract

ACCELERATION RESEARCH ENGINE FOR CORRECTING FOR BOUNDARY VALUE FUEL EXHAUST GAS SMOKING

V. Levchuk, V. Arendarenko, O. Ivanov

The results of comparative studies of transients accelerations of tractor turbocharged diesel fuel from in-state SAR frequency of rotation of the crankshaft and experimental dvoimpulsnoyu SAR fuel for optical density of exhaust gases. Research conducted with the involvement of mathematical modeling of the system of automatic control of diesel. By analyzing the results of theoretical calculation studies concluded a significant impact on the process of correcting the fuel smoke exhaust gas flow to the character of the transition process.

УДК 631.3:631.17

АВТОМАТИЗАЦІЯ КЕРУВАННЯ ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБОМ У МОСТОВОМУ ЗЕМЛЕРОБСТВІ

Улексін В.О., к.т.н., доц.

Дніпропетровський державний аграрний університет

Для вирішення задачі автоматизації водіння у межах координатно-транспортної системи поля запропонована схема спеціалізованого транспортного засобу, який забезпечує два режими руху: прямолінійний рух у межах транспортної доріжки з можливістю коригування зміщень і кутових відхилень, та розвороти навколо центра машини при її зупинці.

Постановка проблеми. Значну частку у вартості продукції рослинництва складають витрати на транспортні роботи. Згідно вимог автоматизації, роботу машин, в тому числі і транспортних засобів, доцільно підпорядковувати принципам функціонування координатно-транспортної системи, в якій машини можуть рухатися лише прямолінійно у двох взаємно перпендикулярних напрямках. Крім того, для мінімізації втрат продуктивної площі поля у мостовому землеробстві необхідно застосовувати спеціальні транспортні засоби, які можуть змінювати напрямок руху розворотами „на місці” [1].

Аналіз останніх досліджень. У разі автоматизації водіння транспортних засобів зі „звичайною” схемою рульового керування – поворотом направляючих коліс одного з мостів, – виникають серйозні проблеми. Так, при збуренні усталеного прямолінійного руху машини у вигляді паралельного зміщення Δy осі машини відносно заданої траєкторії (рис. 1*а*) необхідно за допомогою рульового керування повернути машину в сторону, протилежну зміщенню (вхід у поворот) і через деякий час, який визначається швидкостями руху та крутизною повороту, повернути машину у зворотному напрямку (вийти з повороту). Тобто, для повернення на задану траєкторію паралельно зміщеної

машини необхідно ввести додаткову похибку орієнтування у вигляді повороту остова Δγ при вході в поворот.

В іншій ситуації, коли збурення виникає у вигляді повороту Δγ машини без зміщення її центра відносно лінії заданої траєкторії (рис. 1*б*) для корекції положення потрібен деякий шлях входу у поворот, при проходженні якого машина зміститься з лінії заданої траєкторії, з наступними поворотом остова у протилежному напрямку і виходом з повороту, знову ж таки поворотом [4].

При ручному керуванні оператор діє інтуїтивно і, використовуючи набутий досвід, здійснює досить складне прогнозне управління машиною: напрямок і швидкість обертання керма вибирається як результат аналізу відхилень від заданої траєкторії, швидкості руху машини, дії збурюючих факторів та багатьох інших чинників. Процес керування кваліфікованим оператором наближається до аперіодичного (криві 1 на рис. 1). При автоматизації звичайного рульового керування в більшості випадків виникає невідповідність між швидкодією механізмів рульового приводу та швидкодією збурюючих факторів, вірогідне перерегулювання або навіть виникнення коливань і втрати курсової стійкості (відповідно криві 2 та 3 на рис. 1).

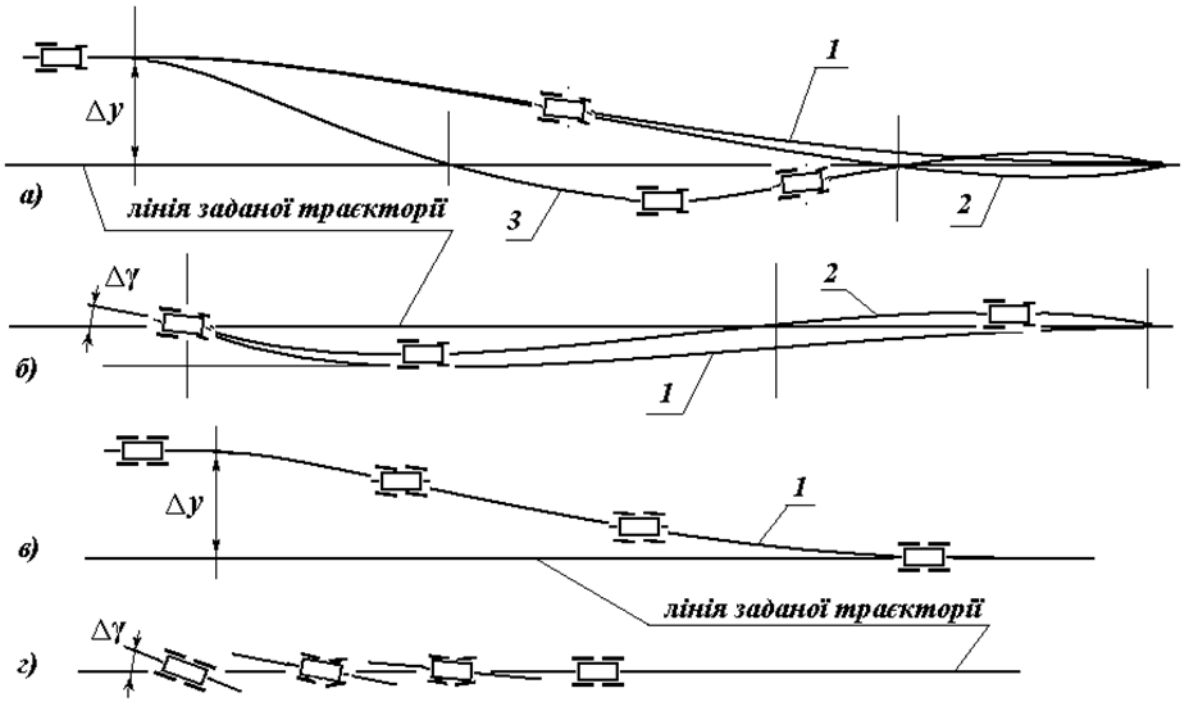


Рис. 1 – Коригування відхилень від прямолінійної траєкторії руху:

а) та в) – при паралельному зміщенні машини; б) та г) – при повороті осі машини без зміщення; 1 – траєкторія при аперіодичному характері перехідного процесу; 2 – траєкторія при перерегулюванні; 3 – траєкторія при затухаючих автоколиваннях у системі керування.

При наявності інформації про поточне положення машини у вигляді сигналів, пропорційних зміщенню Δy та повороту Δγ остова, яку дає локальна система орієнтації машини [6], максимальну ефективність автоматичного водіння забезпечить рульове керування, яке дозволяє здійснювати як рух з

боковим плоско-паралельним переміщенням машини для коригування паралельних зміщень від заданої траєкторії (загальноприйнята назва – рух «крабом»), так і прямолінійний рух машини з одночасним поворотом остова навколо вертикальної осі для коригування кутових відхилень (назвемо його за аналогією коротким терміном – рух «вальсом»*). Для забезпечення необхідних способів автоматичного коригування прямолінійної траєкторії машина повинна обладнуватися всіма керованими колесами з можливістю незалежного керування поворотом передніх і задніх коліс. Лише в цьому випадку забезпечується пропорційне регулювання з аперіодичним перехідним процесом як при коригуванні паралельного зміщення Δy без повороту остова (рис. 1в), так і при коригуванні повороту $\Delta\gamma$ осі машини без її зміщення (рис. 1*г*).

В реальних умовах відхилення мобільної машини від заданої траєкторії відбувається у вигляді одночасного зміщення Δy та повороту $\Delta\gamma$ остова, тому коригування повинно здійснюватися поворотом коліс переднього і заднього мостів на різні кути, величина яких обчислюється незалежно для зміщення Δy та для повороту $\Delta\gamma$ остова і за принципом суперпозиції встановлюється як алгебраїчна сума окремих поворотів [6].

Необхідність автоматизації транспортних процесів вимагає застосування специфічних конструктивних схем рульового керування. Відомо, що провідними лабораторіями для досліджень руху машин у точному землеробстві* застосовувались різноманітні схеми рульового приводу дослідних шасі. Найбільш універсальними є шасі з всіма керованими мотор-колесами, які мають показники, важливі для автоматизації водіння [1, 2, 3].

Мета подальших досліджень – обґрунтувати схему рульового керування транспортного засобу, пристосованого до автоматизації руху у межах координатно-транспортної системи.

Виклад основного матеріалу. Оцінимо кінематичні показники приводу рульового керування для автоматичного управління колісним шасі з всіма керованими мотор-колесами. Поворот кожного з коліс здійснюється навколо вертикальної осі, яка лежить у площині колеса і проходить через його вісь (рис. 2*б*).

Для прямолінійного руху вздовж осі *Ox* всі колеса повинні встановлюватись паралельно цій осі (рис. 2*а*). У цьому випадку швидкість V_x руху вздовж осі *Ox* дорівнює швидкості кочення коліс $V_к$ і визначається частотою їх обертання $\omega_к$ та динамічним радіусом кочення $r_к$:

$$V_x = V_к = r_к * \omega_к.$$

---

* Зазвичай рухом автомобіля «вальсом» називають прийоми водіння автомобіля з розворотом на 360º юзом або комбінацією з двох «поліцейських» розворотів переднім і заднім ходом (див. http://sc.m38.ru/dred-5avtomobil; http://www.autoracer.ru/racing)

* див. http://www.youtube.com/watch; http://www.athensdigitalweek.org/; http://www.thtechnology.co.uk/Robocrop; Zeitschrift Pflanzenkrankheiten und Pflanzenschutz Sonderheft XX, 173-180 (2006)

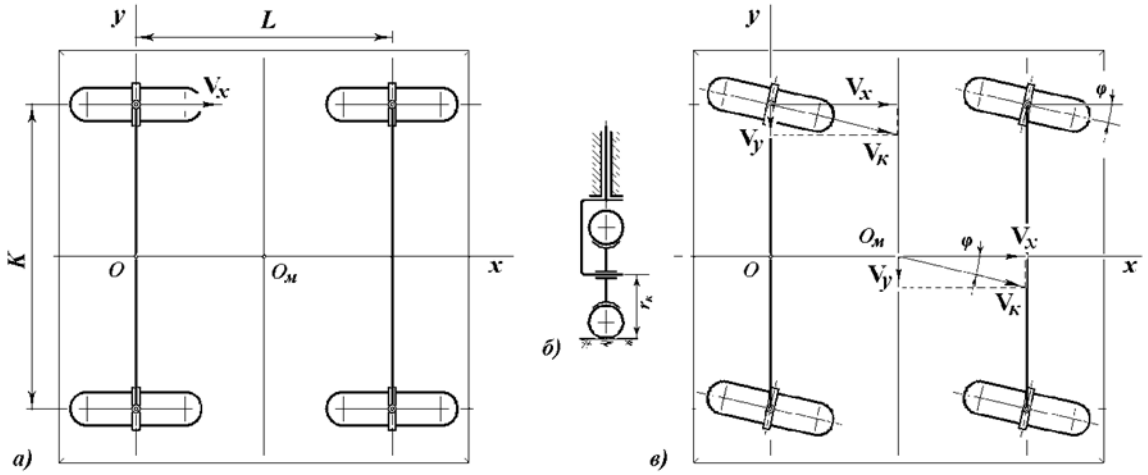


Рис. 2 – Схема шасі з чотирма керованими мотор-колесами:

а) – при прямолінійному русі; б) – установка колеса; в) – схема руху «крабом».

При плоско-паралельному рухові «крабом» (рис. 2*в*) всі колеса повинні котитися з однаковою швидкістю $\boldsymbol{V_к}$ та бути повернуті на кут φ в одну сторону, що призводить до зменшення швидкості руху в напрямку осі $\boldsymbol{x}$ до величини

$$V_x = V_к * \cos\varphi = r_к * \omega_к * \cos\varphi.$$

При цьому швидкість руху в напрямку осі $\boldsymbol{y}$ має значення

$$V_y = V_к * \sin\varphi = r_к * \omega_к * \sin\varphi.$$

Для прямолінійного руху шасі вздовж осі $\boldsymbol{x}$ з одночасним його обертанням навколо центра шасі $\boldsymbol{O_м}$ (рух «вальсом», рис. 3) всі колеса повинні котитися кожне по своїй траєкторії, описуючи при повному оберті шасі циклоїду, параметри якої залежать від швидкості поступального руху шасі $\boldsymbol{V_x}$ та швидкості його обертання $\boldsymbol{\omega}$ навколо центра $\boldsymbol{O_м}$.

Рівняння траєкторії центра повороту колеса A у координатах xOy для руху „вальсом” можна записати як:

$$X_A = X_{Oм} - r * \cos(\omega t + \psi_A) = V_x * t + r * \cos\psi_A - r * \cos(\omega t + \psi_A),$$

та

$$Y_A = r * \sin(\omega t + \psi_A),$$

де: $X_{Oм} = V_x * t + r * \cos\psi_A$, – поточне значення координати центра шасі $O_м$, м;

t – поточне значення часу, с;

$r = \sqrt{(L/2)^2 + (K/2)^2}$ – відстань від центра шасі $O_м$ до осі повороту колеса (A), м; ψ_A = arctg(K/L) – кут початкового положення колеса (A) відносно центра $O_м$, рад;

K та L – колія та база шасі, відповідно;

X_A та Y_A – поточне значення координат точки A, м;

V_x – значення швидкості руху вздовж осі x, м/с;

ω – частота обертання шасі навколо центра $O_м$, сек$^{-1}$.

Залежність кута φ_A повороту колеса A та швидкості його кочення $V_{кA}$ від положення корпусу шасі знаходяться в результаті вирішення векторного рівняння $\overline{\mathbf{V}}_к = \overline{\mathbf{V}}' + \overline{\mathbf{V}}_x$, де $\overline{\mathbf{V}}' = r^*\omega$ – вектор лінійної швидкості обкочування колеса навколо центра шасі $O_м$. При симетричному розташуванні мотор-коліс відносно центра шасі витримується рівність модулів векторів швидкості $\overline{\mathbf{V}}'$ для всіх коліс. З іншого боку взаємозв'язок між векторами швидкості кочення коліс знаходиться з умови їх кочення без бокового проковзування навколо миттєвого центру повороту O_n, який постійно переміщується паралельно осі x на відстані $Y_{On} = V_x/\omega$ від точки $O_м$. З цієї умови витікає, що кут φ_A та швидкість $V_{кA}$ кочення колеса A можуть бути знайденими за відомими поточними значеннями координат точки A:

$$\varphi_A = \text{arctg}[(X_A - X_{Oм})/(Y_A + Y_{On})]$$

та

$$V_{кA} = \omega^*(Y_A + Y_{On})/\cos\varphi_A.$$

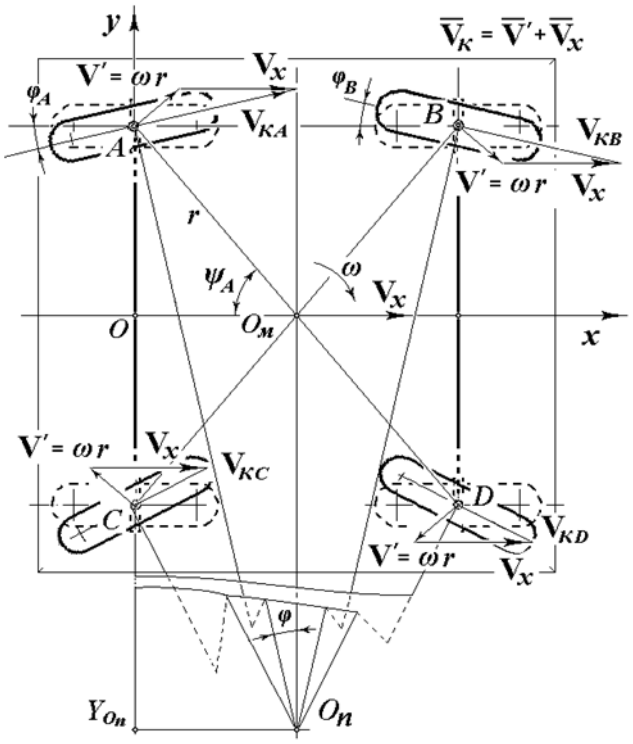


Рис. 3 – Схема руху «вальсом».

Затаким принципом діють незалежні рульові приводи дослідних автоматизованих шасі, у яких передбачена можливість повного (на 360º) обертання коліс. Миттєве значення кута повороту колеса відносно корпусу залежить від співвідношення частоти обертання ω та лінійної швидкості V_x і змінюється в залежності від положення шасі.

Після припинення повертання коліс поворот шасі «вальсом» навколо центра $O_м$ (рис. 3) припиняється, і з цього моменту починає виконуватися поворот «слід у слід»: рух остова продовжується по дузі (а не по прямій!)

навколо миттєвого центра повороту O_n, котрий залишається у точці, в якій він знаходився на момент зупинки повертання коліс.

У процесі автоматичного водіння при появі відхилення $\Delta\gamma$ осі машини від лінії заданої траєкторії рульове керування шасі повинно виводити направляючі колеса з положення прямолінійного руху і повертати їх на кут, необхідний для повороту остова в зворотному напрямку, тобто повинна вирішуватись задача: по заданому кутовому відхиленню $\Delta\gamma$ осі машини необхідно знаходити кути установки направляючих коліс для зменшення відхилення $\Delta\gamma$.

Повне обертання корпуса шасі в процесі руху по заданій траєкторії не потрібне, тому рульове керування повинно забезпечувати поворот коліс лише на обмежений кут. У відомих машин кут повороту направляючих коліс рідко перевищує 45º. Розрахунки показують, що для шасі з колією та базою, рівними 2 м, можливість повертати колеса на кут до ± 45º дозволяє здійснювати повороти «вальсом» на кут до ± 45º або повороти «слід у слід» з радіусом 2 м (по центру шасі), при якому максимальний радіус повороту по осі зовнішньої колії не перевищує 3,43 м.

Вибір режиму повороту („крабом" чи „слід у слід") у відомих схемах здійснюють перемиканням відповідних механізмів, для чого мобільну машину необхідно зупинити і встановити рульове керування у нейтральне положення. Необхідність зупинки викликана наявністю лише одного «входу» від єдиного органу керування – рульового колеса. При наявності двох незалежних «входів» (наприклад, за принципом дії авіаційного штурвала) з'являється можливість застосування комбінованого способу повороту, коли направляючі колеса різних мостів можуть повертатися на різні кути і машина буде здійснювати одночасно і поворот, і зміщення відносно лінії траєкторії, коригуючи відхилення $\Delta\gamma$ та Δy, відповідно. Такі схеми застосовують для своїх тракторів фірми Holmer та Claas.*

Ручне керування машиною з двохвходовим механізмом безумовно складніше, ніж узвичаєним способом від єдиного рульового колеса, проте, для автоматизованого мобільного шасі цей спосіб слід визнати найбільш ефективним.

Рульове керування шасі з всіма керованими мотор-колесами дозволяє реалізувати декілька алгоритмів управління транспортною машиною. Як видно з рис. 4 зміщення осі повороту ***G*** керованого мотор-колеса 1 відносно площини його симетрії на величину ***h*** зумовлює появу у активному (тяговому чи гальмівному) режимі моменту «керування» $\mathbf{M_{рк}}$, який намагається повернути колесо навколо осі ***G*** в ту чи іншу сторону:

$$M_{рк} = F_т * h = (M_к - N_f * s) * h/r,$$

де: $F_т$ – тягове зусилля колеса, Н;
$M_к$ – крутний момент, підведений до колеса, Нм;
N_f*s – момент опору коченню, Нм;
r – динамічний радіус колеса, м.

* див. http://www.e-traktor.eu/terravariant.htm та http://holmer.ru/traktor

При симетричному розміщенні однакових правого і лівого мотор-коліс, які зв’язані між собою поперечною тягою 5 рульової трапеції, та при однакових підведених крутних моментах $M_к$ виникаючі моменти керування правого і лівого коліс урівноважуються ($M_{ркл} = M_{ркп}$), створюючи напруження у рульовій трапеції. Для стабілізації прямолінійного руху керовані колеса повинні встановлюватися одним з відомих способів таким чином, щоб забезпечувалося створення стабілізуючого моменту $M_{ст}$, що повертає відхилені колеса у положення прямолінійного руху (наприклад встановленням осі *G* з поперечним та поздовжнім нахилом [2]). Причому, величина стабілізуючого моменту, пропорційного середньому відхиленню коліс $\alpha_{ср}$ від положення прямолінійного руху, повинна бути суттєвою:

$$M_{ст} = k_p * \alpha_{ср},$$

де: k_p – коефіцієнт жорсткості рульового приводу, Нм/рад.

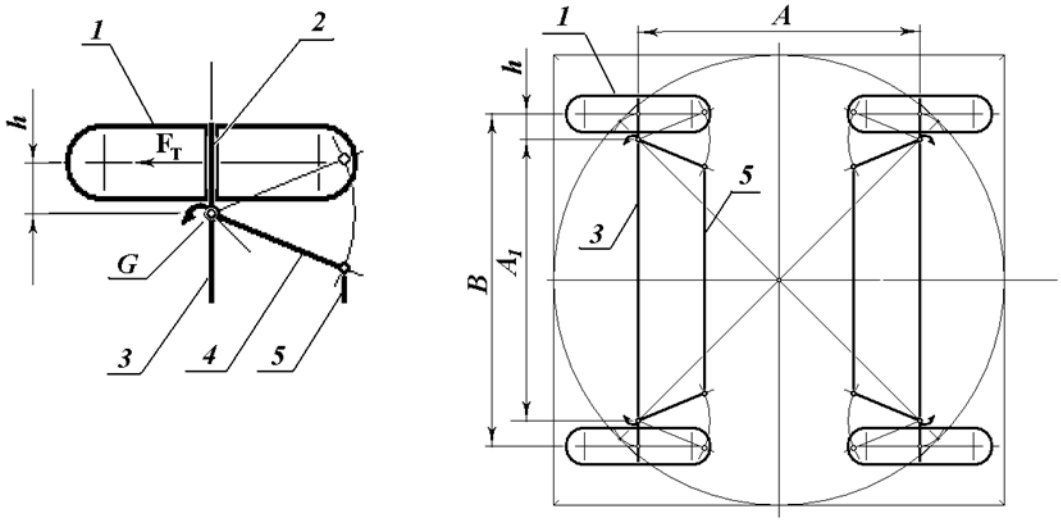


Рис. 4 – Об’єднання мотор-коліс рульовими трапеціями:

1 – мотор-колесо; 2 – вісь колеса; 3 – балка моста; 4 – важіль; 5 – поперечна тяга.

За таких умов для повороту керованих коліс на кут $\alpha_{ср}$ від положення прямолінійного руху достатньо підвести різні ведучі моменти до правого і лівого коліс $M_{кп}$ та $M_{кл}$, відповідно, які забезпечать виникнення сумарного моменту керування, рівного стабілізуючому моменту:

$$(M_{ркл} - M_{ркп}) = (M_{кл} - M_{кп}) * h/r = k_p * \alpha_{ср}.$$

На відміну від ***кінематичного повороту***, який передбачає жорсткий кінематичний зв'язок між положенням рульового колеса та положенням направляючих коліс, у даному випадку цей зв’язок відсутній, тобто, має місце ***силовий поворот,*** при якому за рахунок шарнірного з’єднання коліс з остовом та об’єднання коліс рульовою трапецією усувається їх бокове ковзання при повороті, а самі колеса намагаються повернутися в положення прямолінійного руху стабілізуючим моментом. У машин з чисто бортовим поворотом для

здійснення повороту потрібні затрати потужності, але стабілізуючий момент, обумовлений боковою еластичністю шин та параметрами зчеплення коліс з дорогою, має максимально можливе значення.

Менша величина стабілізуючого моменту у рульовому керуванні з всіма керованими мотор-колесами проявиться у більшій невизначеності положень направляючих коліс від величини керуючої дії – різниці ведучих моментів, підведених до правих і лівих коліс, що може призводити до погіршення керованості. Цей недолік легко компенсується введенням у систему керування зворотного зв'язку по ***положенню керованих коліс***, при наявності якого рульове керування правомірно назвати ***кінематично-силовим***. Наявність двох керованих мостів у схемі з всіма керованими мотор-колесами (рис. 4) дозволяє одержати суттєві переваги у порівнянні з чисто бортовим поворотом. Зокрема, перерозподіл крутних моментів, підведених до ведучих коліс, забезпечує всі необхідні режими коригування прямолінійної траєкторії в автоматичному режимі. Так, при співвідношеннях крутних моментів, підведених до правих і лівих коліс переднього і заднього мостів:

$$(M_{кпл} - M_{кпп}) = (M_{кзп} - M_{кзл}),\ (M_{кпл} < M_{кпп})\ \text{та}\ (M_{кзп} < M_{кзл}),$$

буде здійснюватись лівий поворот машини навколо миттєвого центра, розташованого на осі поперечної симетрії машини («слід у слід»), тобто, як при бортовому повороті, але ***без суттєвих витрат енергії*** на боковий юз шин – як при кінематичному повороті. При

$$(M_{кпл} - M_{кпп}) = (M_{кзп} - M_{кзл}),\ (M_{кпл} > M_{кпп})\ \text{та}\ (M_{кзп} > M_{кзл})$$

відбувається правий поворот «слід у слід». При

$$(M_{кпл} - M_{кпп}) = (M_{кзл} - M_{кзп}),\ (M_{кпл} > M_{кпп})\ \text{та}\ (M_{кзл} > M_{кзп})$$

здійснюється «крабовий» хід вправо, а при

$$(M_{кпл} - M_{кпп}) = (M_{кзл} - M_{кзп}),\ (M_{кпл} < M_{кпп})\ \text{та}\ (M_{кзл} < M_{кзп})$$

– «крабовий» хід вліво по ходу машини.

При $|M_{кпл} - M_{кпп}| \neq |M_{кзл} - M_{кзп}|$ буде мати місце відповідний поворот з одночасним «крабовим» зміщенням в той чи інший бік.

Суттєвою відмінністю розглянутого рульового приводу від існуючих є ***наявність двох незалежних інформаційних «входів»*** – можливість незалежного керування поворотом коліс переднього і заднього мостів шляхом підведення різних ведучих моментів $\mathbf{M_{кпл}}$, $\mathbf{M_{кпп}}$ та $\mathbf{M_{кзл}}$, $\mathbf{M_{кзп}}$, ***що забезпечує вибір режиму (способу) повороту без зупинки машини – на ходу***. Крім того, при реверсуванні машини керованість повністю зберігається, з'являється можливість повної уніфікації мостів.

Ці властивості рульового керування з всіма керованими мотор-колесами повинні бути визначальними при виборі типу рульового приводу для автоматичного керування прямолінійним рухом транспортних засобів у межах координатно-транспортної системи мостового рослинництва. Для розвороту транспортного засобу може бути застосовано допоміжний пристрій у вигляді маніпулятора [5].

Висновки і перспективи подальших досліджень

1. Попередній аналіз показує можливість реалізації схеми кінематично-силового рульового керування транспортним засобом для автоматизації прямолінійного руху у межах координатно-транспортної системи мостового землеробства, обладнаної локальною системою навігації.

2. Застосування кінематично-силового рульового керування дозволяє зменшити енерговитрати при повороті транспортного засобу у порівнянні з силовим поворотом.

Список використаних джерел

1. Надикто, В.Т Улексін В.О. Колійна та мостова системи землеробства: Монографія. Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 268 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление / Пер. с нем. В.Н.Пальянова; Под ред. А.А.Гальбрейха. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Улексін В.О. Автоматизація водіння машиннотракторних агрегатів // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П.Василенка. Випуск 75. Том 2. – Харків, 2008. С. 105...116
5. Патент UA № 91500. Спосіб повороту транспортного засобу у межах координатно-транспортної системи мостового землеробства та програмований транспортний засіб для його здійснення / Улексін В.О., Безрукавий С.В, Бойко В.Б. – Бюл. № 15, 2010
6. Патент № 91785 Спосіб контролю прямолінійності руху мобільної машини при автоматичному водінні по заданих прямолінійних траєкторіях / Улексін В.О. Надикто В.Т., Бойко В.Б. – Бюл. № 16, 2010

Аннотация

АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНІМ СРЕДСТВОМ В МОСТОВОМ ЗЕМЛЕДЕЛИИ

Улексин В.

Для решения задачи автоматизации вождения в пределах координатно-транспортной системы поля предложена схема специализированного транспортного средства, обеспечивающего два режима движения: прямолинейное движение в пределах транспортной дорожки с возможностью корректирования смещений и угловых отклонений, и развороты вокруг центра машины при ее остановке.

Abstract

AUTOMATION OF MANAGEMENT BY A VEHICLE IN BRIDGE AGRICULTURE

V. Uleksin

For the decision of a problem of automation of driving within koordinatno-transport system of a field the scheme of the specialised vehicle providing two modes of movement is offered: rectilinear movement within a transport path with possibility of a correcting of displacement both angular deviations, and turns round the car centre at its stop.

УДК 631.17.002.5

МЕХАТРОННА ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Антощенков Р.В., к.т.н., викл., Ковальов Р. Ю., студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В роботі досліджена мехатронна інформаційна система машино-тракторного агрегату.

Вступ. Бурхливий розвиток елементів та електронних систем дозволив збільшити кількість виконуваних операцій та швидкість їх виконання сільськогосподарськими агрегатами. При використанні сучасних мехатронних систем збільшення продуктивності агрегатів не впливає на якість виконання технологічного процесу та в більшості випадків підвищує якість їх виконання.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Теоретичні дослідження комбінованого ґрунтообробно-посівного агрегату підтвердили гіпотезу про збільшення витрати палива при збільшенні амплітуди відхилення першої піврами трактора від прямолінійної траєкторії, яка обрана з врахуванням агротехнічних вимог [1].

На амплітуду відхилення впливають наступні фактори [2]: кваліфікація та втомленість водія, технічний стан елементів агрегату, швидкість руху, агрофон та ін.

Мета та постанова задачі. Метою даної роботи є дослідження мехатронної інформаційної системи контролю траєкторій руху та витрати палива комбінованого посівного агрегату в складі трактора ХТЗ-150К-09 і сівалки прямої сівби АПП-6.

Вирішення задачі. За максимальним відхиленням та витратою палива при виконанні технологічного процесу прямої сівби можна зробити висновок про необхідність зміну режиму роботи, відпочинку оператора, або технічного обслуговування агрегату. При проходженні агрегатом декількох проходів по полю накопичується статистична інформація в пам’яті про амплітуду відхилення першої

півpами трактора від прямолінійної траєкторії та витрати палива.

Обчислення та накопичення статистичної інформації відбувається в мікропроцесорі *МП*, а результат виводиться на індикаторі *І* (рис. 1). Дані амплітуди відхилення та траєкторії руху надходять від навігаційного пристрою *GPS*. Також *МП* з'єднаний з датчиком витрати палива *Q* для отримання інформації про витрату палива. Блок живлення *БЖ* перетворює бортову напругу трактора або акумуляторної батареї *АКБ* в напругу, необхідну для вузлів пристрою.

В якості датчика витрати палива використовується модифікований витратомір палива ИП-179. Курсопоказчик Trimble EZ-Guide 250 виконує функцію навігаційного пристрою. Також на блоці з мікропроцесором розташовується інтегральний гіроскоп ADXRS300 [3].

В пам'яті пристрою фіксуються та відображаються на екрані: довжина гону, координати початку та кінця гону, витрата палива, амплітуда відхилення. При послідуючих проходах агрегату по полю на індикаторі додатково відображаються (відносно до попереднього проходу): витрата палива, довжина гону, амплітуда відхилення.

Пристрій видає попереджуючий сигнал у випадках: довжина гону збільшилась відносно до попереднього проходу на 10% і вище, амплітуда відхилення збільшилась відносно до попереднього проходу на 10% і вище, амплітуда відхилення та довжина пройденого шляху поступово зростають на 7,5% і вище на кожному проході відносно першого проходу, витрата палива збільшилась відносно до попереднього проходу на 10% і вище, витрата палива поступово зростає на 7,5% і вище на кожному проході відносно першого проходу.

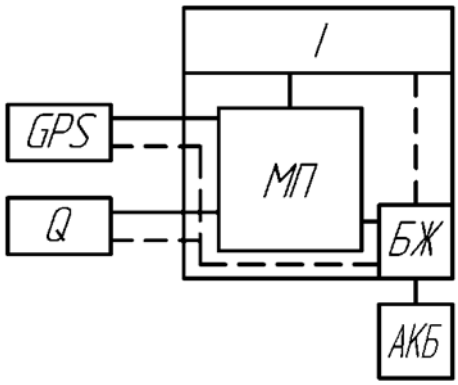


Рис. 1 – Блок-схема пристрою контролю за траєкторією руху та витратою палива мобільного енергетичного засобу:
GPS – навігаційний пристрій; Q – датчик витрати палива; МП – мікропроцесор; І – індикатор; БЖ – блок живлення; АКБ – акумуляторна батарея.

Пристрій працює наступним чином. На технічно справний трактор після проведення ЩТО встановлюється пристрій контролю за траєкторією руху та витратою палива. В настройки пристрою вноситься режим керування агрегатом (за нечітко вираженим орієнтиром, за чітко вираженим орієнтиром або за курсопоказчиком).

Агрегат виїжджає в поле та перед початком першого проходу тракторист натискає кнопку на пристрої. Кінець гону тракторист відмічає натисканням кнопки (рис. 2).

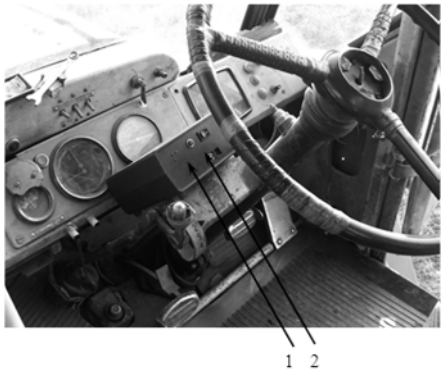


Рис. 2 – Розташування пристрою контролю за траєкторією руху та витратою палива в кабіні трактора ХТЗ-150К-09: 1 – індикатор; 2 – кнопка керування.

Таким чином розроблений пристрій попереджає тракториста при збільшенні амплітуди відхилення та довжини гону, поступового збільшення цих показників, а також при збільшенні витрати палива. При появі попереджуючого сигналу тракторист повинен змінити режим руху агрегату або провести технічне обслуговування та при необхідності – ремонт елементів агрегату.

Дослідження системи контролю за траєкторією руху та витратою палива виконувались в агрофірмі ФГ «Восход» Сахновщанського району, Харківської області на ґрунтообробно-посівному агрегаті в складі трактора ХТЗ-150К-09 та сівалки прямої сівби АПП-6. При дослідженнях визначались наступні показники: швидкість руху агрегату, відхилення траєкторії руху першої піврами трактора від прямої лінії, витрата палива та час виконання технологічного процесу.

Результати польових досліджень пристрою контролю за траєкторією руху та витратою палива наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати польових досліджень системи контролю за траєкторією руху та витратою палива

Спосіб керування	Показники	Агрегат ХТЗ-150К-09 + АПП-6		
		базовий	з системою контролю	в, % до базового
На не чіткий орієнтир	Витрата палива Q, мг	315,12 / 318,95	298,73 / 302,68	94,8 / 94,9
	Амплітуда відхилення y, м	0,75 / 0,77	0,668 / 0,695	89,1 / 90,3
	Погектарна витрата палива G, кг/га	22,300	21,163	94,9
На чіткий орієнтир	Витрата палива Q, мг	283,20 / 285,40	268,42 / 270,73	94,78 / 94,86
	Амплітуда відхилення y, м	0,51 / 0,52	0,484 / 0,493	94,81 / 94,85
	Погектарна витрата	21,120	20,022	94,8

	палива *G*, кг/га			

Примітка. Над рискою середнє значення показника, під рискою максимальне значення показника

Як видно з табл. 1, використання пристрою контролю за траєкторією руху та витратою палива зменшує погектарну витрату та витрату палива на гоні 100 м в середньому на 5,2%, а амплітуду відхилення – на 11%.

Висновки. Використання системи забезпечило в господарстві зниження експлуатаційних витрат у 2009 р. від впровадження пристрою контролю за траєкторією руху та витратою палива на сівбі озимих культур на 12,0 грн/га та 2545,32 грн на один агрегат. Доцільно запровадити цей пристрій на трактора в сільських господарствах України.

Список використаних джерел

1. Антощенков Р. В. Підвищення ефективності експлуатації комбінованих ґрунтообробно-посівних агрегатів: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Х., 2010. – 20 с.
2. Рославцев А.В. Результаты исследования движения МТА / А.В. Рославцев, С.Л. Абдула // Тракторы и сельхозмашины. – 1999. – № 10. – с. 14-18.
3. Система контролю за траєкторію руху та витратою палива. Патент України № 51162, опубл. В бюл. № 13, 2010 // Мазоренко Д. І. та ін.

Аннотация

МЕХАТРОННАЯ ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Антощенков Р., Ковалёв Р.

В работе исследована мехатронная информационная система машинно-тракторного агрегата.

Abstract

MECHATRONIC INFORMATION SYSTEM OF MACHINE-TRACTOR AGGREGATE

R. Antoshchenkov, R. Kovalyov

Mechatronic information system of machine-tractor aggregate investigated in this article.

УКД 631.35:621.225: 621.891

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ТРАНСМИССИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Косолапов В.Б., к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Литовка С.В., ассист.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка

Выполнены экспериментальные исследования влияния несущей способности смазочной пленки рабочей жидкости (РЖ) на скорость изменения объемного коэффициента полезного действия (КПД) гидромотора объемного гидропривода трансмиссии (ОГТ) сельскохозяйственных машин (СХМ). Показано, что уменьшение несущей способности смазочной пленки РЖ в процессе эксплуатации СХМ определяет, при прочих равных условиях, увеличение скорости изменения объемного КПД гидромотора ОГТ.

Введение. Важным условием повышения эксплуатационных характеристик сельскохозяйственных машин (СХМ) является применение гидроприводов. В настоящее время в конструкциях СХМ широко применяются гидравлические исполнительные механизмы для привода рабочих органов, в системах управления, а также в качестве привода трансмиссий. Применение ОГТ является важным условием повышения эксплуатационных характеристик СХМ [1].

Анализ публикаций. По данным многочисленных исследований установлено, что до 70% отказов в работе гидронасыщенных мобильных машин приходится на долю гидропривода [2, 3].

Трансмиссия широко используемого зерноуборочного комбайна Дон-1500 оснащена объемным гидроприводом типа ГСТ-90 [4]. В процессе эксплуатации привода трансмиссии по мере износа рабочих поверхностей увеличиваются зазоры и уменьшается давление нагнетания, что ведет к росту утечек РЖ, а, следовательно, к снижению эффективной мощности ГСТ-90 и, в целом, производительности зерноуборочного комбайна.

Ресурс агрегатов гидропривода во многом определяется физико-химическими свойствами РЖ [5]. Все гидроагрегаты ГСТ-90 периодически работают в условиях неустановившихся режимов нагружения, при которых возникает граничный режим смазки. Разрушение граничной смазочной пленки имеет большое значение для практики, так как может привести к схватыванию, заеданию и повышенному износу сопряженных деталей [3]. Отсюда вытекает значение качества, как поверхностного слоя, так и применяемой РЖ, влияющих на работоспособность элементов гидропривода.

Способность смазочной пленки РЖ разделять поверхности трения определяется прочностью структурированного слоя поверхностно-активных веществ, адсорбированных на поверхности, т.е. его несущей способностью [4].

В процессе эксплуатации гидропривода трансмиссии РЖ стареет [5]. В результате этого происходит ухудшение ее эксплуатационных свойств, в том числе уменьшение несущей способности смазочной пленки РЖ, которое приводит к повышению износа поверхностей сопряжений ОГТ [6].

Цель исследований. Целью данной работы является оценка влияния несущей способности смазочной пленки РЖ на скорость изменения объемного КПД гидромотора ОГТ СХМ.

Результаты исследований. Наиболее дорогостоящими, а также определяющими работоспособность гидромашинами на большинстве современных СХМ с ОГТ, являются аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы. Наиболее широкое применение нашли аксиальнопоршневые регулируемые насосы с наклонной шайбой марки НП 90 и аксиальнопоршневые нерегулируемые гидромоторы с наклонной шайбой марки МП 90, предназначенные для гидросистем с замкнутой цепью трансмиссий типа ГСТ-90.

Аксиальнопоршневой нерегулируемый гидромотор МП 90 является наиболее тяжелонагруженным агрегатом ОГТ в результате действия неустановившихся внешних нагрузок и внутренних возмущений трансмиссии, действующих на машину, поэтому рассматривался в качестве объекта исследования.

В качестве исследуемой РЖ применялось гидравлическое масло МГЕ-46В с различной наработкой. Отбор проб производился из системы привода трансмиссии зерноуборочного комбайна Дон-1500. Свойства РЖ соответствуют ТУ 38 001347-83. Предварительно определялась несущая способность смазочной пленки РЖ по методике и устройстве, описанных в работах [7, 8].

Схема стенда диагностики гидромотора МП-90 представлена на рис. 1.

Стенд работает следующим образом. Испытываемый гидромотор монтируется согласно рис. 1. Прогревается РЖ до рабочей температуры, (t=323 К); рычаг управления сервоцилиндра 4 устанавливается в крайнее положение.

Давление в линии нагнетания 2 создается торможением выходного вала гидромотора 20 нагрузочной станцией. Торможение осуществляется в динамическом режиме, то есть вал гидромотора 20 вращается под заданной нагрузкой. Циклограмма нагружения гидромотора на стенде показана на рис. 2. Для автоматизации контроля параметров и управления в линию нагнетания 2 установлен датчик давления с аналоговым электрическим выходным сигналом 29.

Температура РЖ контролируется термометром 6. В линию низкого давления 5 встроен расходомер 30 (индикатор расхода ИРЭ-200). В линию дренажа 4 встроен расходомер 26 (счетчик жидкости ШЖУ-40/0,6). Параллельно заглушенному каналу клапана подпитки 22 – корпус гидромотора 20 подключался расходомер 25 (счетчик жидкости ШЖУ-40/1,6).

Экспериментальные исследования по влиянию несущей способности смазочной пленки РЖ на скорость изменения объемного КПД гидромотора ОГТ СХМ проводились при следующих условиях: температура РЖ, t = 323 К; частота вращения приводного вала насоса, n=25 с-1 (1500 об/мин); наработка РЖ варьировалась в пределах Т = 0..720 мото-ч с шагом 200 мото-ч; чистота РЖ не ниже 10 класса по ГОСТ 17216-2001; время проведения опыта принималось равным 40 часов; давление в линии нагнетания 26,5 МПа, амплитуда колебания 6МПа, частота колебания 0,2 с (циклограмма на рис. 2).

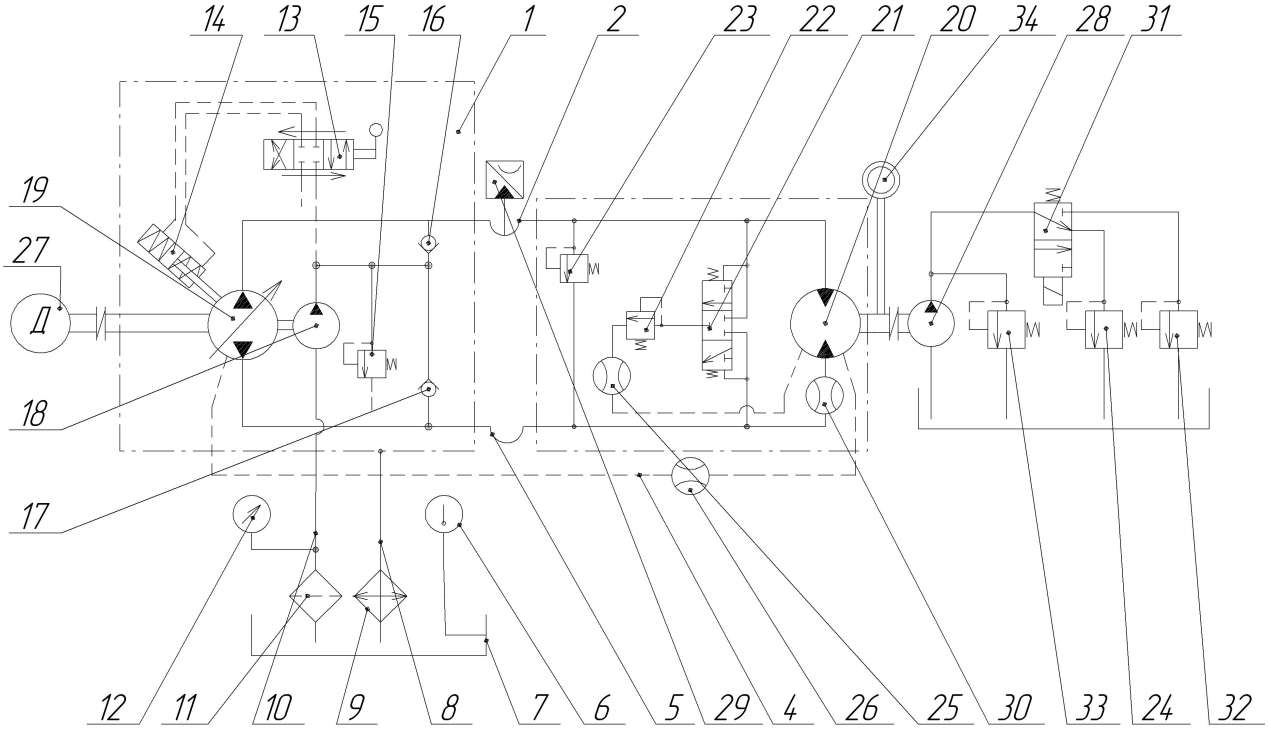


Рис. 1 – Схема стенда диагностики гидромотора:

1 – насос; 2 –гидролиния нагнетания; 3 – гидромотор; 4 – линия дренажа; 5 – гидролиния низкого давления ; 6 – указатель температуры; 7 – бак; 8 – сливная линия; 9 – масляный радиатор; 10 – линия всасывания; 11 – фильтр; 12 – вакуумметр; 13 – распределитель управления; 14 – сервоцилиндр; 15 – предохранительный клапан подпитки; 16, 17 – обратные клапаны; 18 – аксиальноплунжерный насос; 19 – насос подпитки; 20 – аксиальноплунжерный гидромотор; 21 – челночный золотник подпитки; 22 – клапан подпитки; 23, 24, 32, 33 – предохранительные клапаны; 25 – расходомер (счетчик жидкости ШЖУ-40/1,6), 26 – расходомер (счетчик жидкости ШЖУ-40/0,6), 27 – электродвигатель; 28 – нагрузочный насос; 29 – датчик давления; 30 – расходомеры (индикатор расхода ИРЭ-200); 31 – распределитель; 34 – датчик частоты вращения.

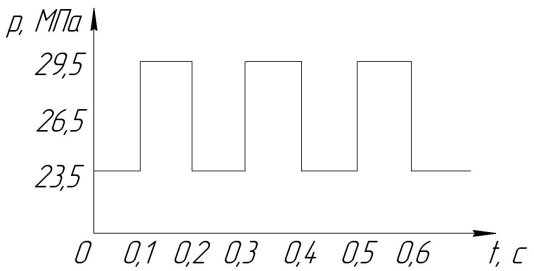


Рис. 2 – Циклограмма нагружения гидромотора на стенде диагностики.

Для проведения эксперимента использовались два новых гидромотора МП-90, изготовленных по ТУ 3 Украины 5786106.010-93.

Объемный КПД гидромотора определяли по зависимости:

$$\eta_{ом} = \frac{V_0 \cdot n_м}{Q_В + Q_Д - Q_{КЛ}}, \quad (1)$$

где: V_0 – рабочий объем гидромотора;

$n_м$ – частота вращения выходного звена гидромотора;

$Q_В$ – расход, измеренный расходомером 30 на выходе их гидромотора;

$Q_Д$ – утечки РЖ в дренажную линию;

$Q_{КЛ}$ – утечки РЖ через клапан подпитки.

Скорость изменения объемного КПД гидромотора определяли по формуле:

$$\nu_{ом} = \frac{\eta^н_{ом} - \eta^к_{ом}}{T_{оп}}, \quad (2)$$

где: $\eta^н_{ом}$, $\eta^к_{ом}$ – начальная и конечная величины объемного КПД гидромотора;

$T_{оп}$ – длительность одного опыта.

Результаты проведенного эксперимента по определению влияния несущей способности смазочной пленки РЖ на скорость изменения объемного КПД гидромотора ОГТ СХМ представлены в рис. 3.

Анализ эмпирической функции регрессии, представленной на рис. 3 показывает, что при уменьшении несущей способности смазочной пленки РЖ наблюдается увеличение скорости изменения объемного КПД гидромотора ОГТ СХМ. Данное обстоятельство свидетельствует об увеличении скорости изнашивания поверхностей сопряжений гидромотора и, как следствие, увеличение утечек РЖ.

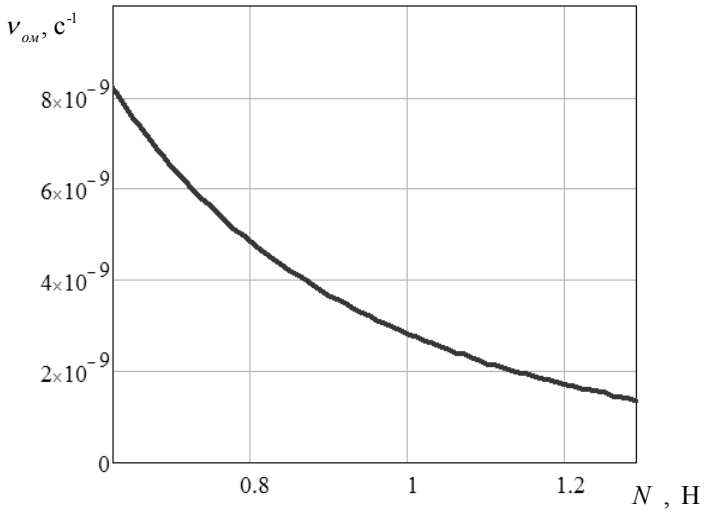


Рис. 3 – Зависимость скорости изменения объемного КПД гидромотора от несущей способности смазочной пленки РЖ.

Вывод. Таким образом, уменьшение несущей способности смазочной пленки РЖ в процессе эксплуатации СХМ определяет, при прочих равных условиях, увеличение скорости изменения объемного КПД гидромотора ОГТ, обусловленного повышенным износом поверхностей сопряжений. Из чего следует, что для предотвращения повышенного износа поверхностей сопряжений ОГТ в процессе эксплуатации СХМ необходимо применение РЖ, несущая способность смазочной пленки которой не превышает предельно-допустимого значения.

Список использованных источников

1. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волинський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. – 368 с: іл.
2. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Кондаков Л.А. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.
3. Надежность объёмных гидроприводов и их элементов / [Беленков Ю.А., Нейман В.Г., Селиванов М.П., Точилин Ю. В.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
4. Зерноуборочные комбайны «Дон» / Ю.А. Песков, И.К. Мещеряков, Ю.Н. Ярмашев, А.Р. Распопов и др. – М.: Агропромиздат, 1986. – 333 с., ил.
5. Проников А.С. Параметрическая надежность машин / Проников А.С. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 560 с.
6. Лысиков Е.Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем / Лысиков Е.Н., Косолапов В.Б., Воронин С.В. – Х.: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.
7. Косолапов В.Б. Влияние несущей способности смазочной пленки рабочей жидкости гидропривода на ее противоизносные свойства / В.Б. Косолапов, С.В. Литовка // Промислова гідравлика і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2010. – № 2 (28). – С. 20–23.
8. Литовка С.В. Влияние эксплуатационных параметров рабочей жидкости гидропривода на стойкость адсорбционной пленки к внешней нагрузке в режиме граничного трения / С.В. Литовка // Проблеми трибології. – 2008. – № 4 (59). – С. 22–25.

Анотація

ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ ТРАНСМІСІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Косолапов В., Літовка С.

Виконані експериментальні дослідження впливу несучої здатності мастильної плівки робочої рідини на швидкість зміни об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора об'ємного гідроприводу трансмісії

сільськогосподарських машин. Показано, що зменшення несучої здатності мастильної плівки робочої рідини в процесі експлуатації сільськогосподарських машин визначає, за інших рівних умов, збільшення швидкості зміни об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора об'ємного гідроприводу трансмісії.

Abstract

ESTIMATION OF INFLUENCE OF LOAD CARRYING CAPACITY OF LUBRICATING FILM OF WORKING LIQUID ON OUTPUT PARAMETERS OF THE TRANSMISSION HYDRODRIVE OF AGRICULTURAL MACHINES

V. Kosolapov, S. Litovka

Experimental researches of influence of load carrying capacity of lubricating film of working liquid for speed of change of volume efficiency of the hydromotor of the transmission hydrodrive of agricultural machines have been executed. It has been shown that reduction of load carrying capacity of lubricating film of working liquid while in service agricultural machines defines, with other things being equal, increase of change rate of volume efficiency of the hydromotor of the transmission hydrodrive.

УДК 621.873

ДИСКРЕТНИЙ МЕТОД СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ КЕРУВАНЬ ТЕХНИЧНИМИ СИСТЕМАМИ

Ловейкін В.С., д.т.н, Ромасевич Ю.О., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Приведено метод синтезу оптимального керування, який дозволяє враховувати обмеження накладені на керування та інші динамічні та кінематичні параметри руху системи. Запропоновано ієрархічну структуру роботи системи керування, яка реалізує оптимальне керування на практиці.

Постановка проблеми. Керування у складних технічних ситемах різної фізичної природи має велике значення, оскільки до них ставляться вимоги найбільш раціонального використання ресурсів, вибору найкращих можливостей програм дій тощо. Це пов’язано з тим, що технічні системи „працюють” з високими енергіями, значними швидкостями, швидкоплинними процесами. Усе це визначає проблеми, які становлять предмет теорії оптимального керування.

Аналіз досліджень та публікацій. Загальна постановка задачі оптимального керування така: необхідно знайти оптимальне керування, яке знаходиться у області допустимих керувань і яке переводить технічну систему з одного стану у інший при екстремізації деякого критерію, який відображає

бажані або небажані показники роботи системи. В залежності від областей початкового та кінцевого стану (у частинному випадку область може перетворюватись на точку), виду оптимізаційних критеріїв (функціональний, термінальний критерій), області допустимих керувань (відкрита, закрита) задача оптимального керування отримує той чи інший сенс.

Існує декілька математичних методів розв'язування задач оптимального керування: варіаційне числення [1], принцип максимуму [2], динамічне програмування [3]. Два останні методи були розроблені у 50-х роках минулого сторіччя у зв'язку з тим, що область допустимих керувань для більшості технічних систем є замкнутою. Це обмеження не дає змогу використати класичне варіаційне числення для розв'язування подібних задач.

Принцип максимуму дозволяє оптимати оптимальне керування у функції часу. Таке керування прийнято називати П-керуванням [4]. За допомогою динамічного програмування можна отримати С-керування [4], яке є функцією часу та фазових координат технічної системи. Це є перевагою, оскільки на систему у процесі її руху можуть справляти вплив стохастичні збурення. Крім того, параметри системи не завжди вдається точно визначити. Все це впливає на кінцевий стан системи та на величину оптимізаційного критерію. Однією з властивостей С-керування є те, що воно автоматично „враховує" всі стохастичні збурення та неточності моделі і завжди „веде" систему по оптимальній траєкторії. Крім того, якщо відома математична модель технічної системи, то з С-керування можна отримати П-керування (наприклад, підставивши його у праву частину диференціального рівняння і розв'язавши це рівняння).

Недоліком методу динамічного програмування є складність розрахунків при синтезі оптимального керування [5]. Якщо область допустимих керувань є замкненою, то визначити оптимальне керування за допомогою динамічного програмування надзвичайно складно.

Постановка мети дослідження. Метою дослідження є виклад методики синтезу оптимального дискретного керування за допомогою динамічного програмування., а також виклад пропозицій щодо практичного використання отриманого оптимального керування. Відповідно до мети ставляться такі задачі: 1) викласти методику синтезу оптимального керування при якій би враховувалось обмеження накладене на керування рухом технічної системи; 2) привести алгоритм роботи програми, яка б дозволила реалізувати оптимальне керування на практиці.

Виклад основного матеріалу.

1. Синтез оптимального керування

Нехай потрібно перевести систему з стану x_0 у стан x_T (x_0 - це вектор початкових, а x_T - кінцевих фазових координат системи). Керування обмежене деякою областю: $u \in \Omega_u$ (Ω_u - це область допустимих керувань). На траєкторії руху системи необхідно мінімізувати критерій $I = \int_0^T \left[\sum_{i=1}^{n} \delta_i (\overset{i}{x})^2 + \sum_{j=1}^{m} \delta_j (\overset{j}{u})^2 \right] dt$ ($\overset{i}{x}$

- це i-та похідна від вектору фазових координат; $\overset{j}{u}$ - j-та похідна від вектору фазових координат; δ_i - ваговий коефіцієнт, який враховує частку одиничного критерію $(\overset{i}{x})^2$; δ_j - ваговий коефіцієнт, який враховує частку одиничного критерію $(\overset{j}{u})^2$). Необхідно знайти оптимальне керування $\tilde{u}$ при якому $I \to extr$. Така задача отримала назву аналітичного конструювання регулятора.

Зауважимо, що при досить великій розмірності вектора x та при врахуванні обмеження $u \in \Omega_u$ розв'язок такої задачі не завжди вдається знайти у аналітичному вигляді. Тому використовують чисельну (ітераційну) процедуру динамічного програмування. Однак, автор методу динамічного програмування Р.Беллман у праці [6] справедливо відзначає „прокляття розмірності" методу – ітераційна процедура знаходження оптимального керування вимагає великої кількості об'єму пам'яті ЕОМ, що навіть при сучасних засобах мікропроцесорної техніки не завжди вдається досягти (особливо при великій кількості фазових координат). Були запропоновані модифікації методу динамічного програмування (широкий огляд та аналіз деяких з цих методів можна знайти у праці [7]), які ціною відмови від знаходження глобального мінімуму критерію I дозволяли знаходити локально-оптимальне керування при зменшенні необхідного об'єму пам'яті ЕОМ.

Запропонуємо інший підхід до задачі аналітичного конструювання регулятора. Спочатку розглянемо задачу у відкритій області керувань. Відомо [3], що для мінімізації інтегрального критерію необхідно розв'язати нелінійне диференціальне рівняння у частинних похідних (рівняння Беллмана): $\min\left[G + \frac{\partial S}{\partial x} f(x,u)\right] = 0$ (тут G - підінтегральний вираз критерію I; S – функція Беллмана; f - задана функція своїх аргументів – права частина рівняння-моделі руху технічної системи). Розв'язок цього рівняння прийнято шукати у вигляді квадратичної форми від фазових координат системи $S = S(x)$ [8]. У цьому випадку отримавши функцію S можемо знайти шукане оптимальне керування $\tilde{u} = \tilde{u}(\tilde{x}, \delta_i, \delta_j, t)$. Якщо оптимальне керування задовольняє умову $\tilde{u} \in \Omega_u$, то на цьому задача розв'язана. Якщо $\tilde{u} \notin \Omega_u$, то необхідно таким чином підібрати δ_i та δ_j, щоб забезпечити виконання цієї умови, при цьому вагові коефіцієнти є постійними.

Однією з особливостей оптимального керування $\tilde{u} = \tilde{u}(\tilde{x}, \delta_i, \delta_j, t)$ є те, що при $\tilde{x}(t) \to x_T$ (розглядається прикінцевий період руху системи, коли її стан стає близьким до кінцевого) керування $\tilde{u} \to 0$. Назвемо таке керування слабким. Отже, якщо на систему діє слабке керування, то зміна стану системи у бік кінцевого бажаного стану буде проходити повільно. Це є недоліком С-керування. Для „форсування" процесу досягнення x_T необхідно зменшити $\delta_{j=0}$. Дійсно, зменшення $\delta_{j=0}$ призведе до того, що керування може бути більшим і при цьому

воно не значно вплине на величину критерію *I*, оскільки множник $\delta_{j=0}$, який стоїть при керуванні є малим. З іншого боку зменшення $\delta_{j=0}$ призведе до збільшення δ_i, оскільки ці коефіцієнти пов'язані рівнянням $\sum_{i=1}^{n}\delta_i + \sum_{j=1}^{m}\delta_j = 1$. Тому навіть невелике відхилення $\tilde{x}(t)$ від x_T призведе до значного збільшення критерію *I*. Якщо у задачі стоїть обмеження на похідні керування більш високого порядку, то варіації підлягають вагові коефіцієнти δ_j при $j>0$. Отже необхідно знайти вже не постійне значення вагових коефіцієнтів а їх функції: $\delta_i = \delta_i(u, x, x_T, \Omega_u)$, $\delta_j = \delta_j(u, x, x_T, \Omega_u)$ для усього проміжку руху системи $t \in [0, T]$. На ці функції накладене обмеження $\delta_i + \delta_j = 1$. Аналітичне знаходження таких функцій представляє значні обчислювальні труднощі враховуючи, що ці функції можуть бути кусочними. Однак ці труднощі зникають, якщо вихідну задачу представити у дискретному вигляді. Крім того, таке представлення є „природним" для ЕОМ і у подальшому може спростити процес переведення результатів розрахунків у машинний код. Отже будемо розглядати лише дискретні значення керування, фазових координат та вагових коефіцієнтів. Опишемо процедуру (алгоритм) дискретного синтезу оптимального керування на одному кроці (при переході від $t = n\Delta t$, до $t = (n+1)\Delta t$):

1) задають значення δ_i якнайбільші (тобто $\sum_{i=1}^{n}\delta_i \to 1$), а δ_j - якнайменші ($\sum_{j=1}^{n}\delta_j \to 0$). При цьому керування та його вищі похідні стають великими. Система буде швидко змінювати свій стан;

2) обчислюють $\tilde{u} = \tilde{u}(\tilde{x}, \delta_i, \delta_j, t)$ і перевіряють умову $\tilde{u} \in \Omega_u$. Якщо умова виконується то переходять до іншого кроку (до $t = (n+1)\Delta t$);

3) якщо умова $\tilde{u} \in \Omega_u$ не виконується, то збільшують $\delta_{j=0}$ допоки вона не виконається (збільшення $\delta_{j=0}$ призведе до того, що керування зменшиться, оскільки стане великою його „вага" у критерії *I*). Збільшення $\delta_{j=0}$ робиться дискретно: $\delta_{j=0} := \delta_{j=0} + \Delta\delta$ (тут $\Delta\delta$ - приріст вагового коефіцієнту). Звичайно, бажано, щоб $\Delta\delta$ був якомога меншим, оскільки необхідно знайти керування точно на межі області Ω_u. При цьому воно буде достатньо сильним і система буде швидше рухатись до свого кінцевого стану x_T. Можна зробити припущення: при $\Delta\delta \to 0$ керування $\tilde{u}$ буде прямувати до границі області Ω_u. Однак таке припущення повинно бути математично обґрунтованим.

Виконання умови $\tilde{u} \in \Omega_u$ сигналізує про позитивний результат обчислення вагових коефіцієнтів. Надалі програма дій повторюється для наступного кроку $t = (n+1)\Delta t$.

У результаті роботи такого алгоритму отримуємо масив значень

керувань та масив значень вагових коефіцієнтів, при яких оптимальне керування не буде виходити за межі допустимої області і процес руху системи з x_0 у x_T буде проходити якомога інтенсивніше.

Що стосується стохастичних впливів, то вони не вносять похибок у роботу системи автоматичного керування якщо замкнути цю систему по параметрам фазових координат x (або інших величин їм пропорційних). У цьому випадку при обчисленні керування $\tilde{u}$ на другому етапі алгоритму необхідно використовувати дійсні значення фазових координат x^*, отже $\tilde{u} = \tilde{u}(\tilde{x}^*, \delta_i, \delta_j, t)$.

2. Практична реалізація оптимального керування

Для практичної реалізації оптимального керування необхідно побудувати мехатронну систему структурна схема якої показана на рис. 1.

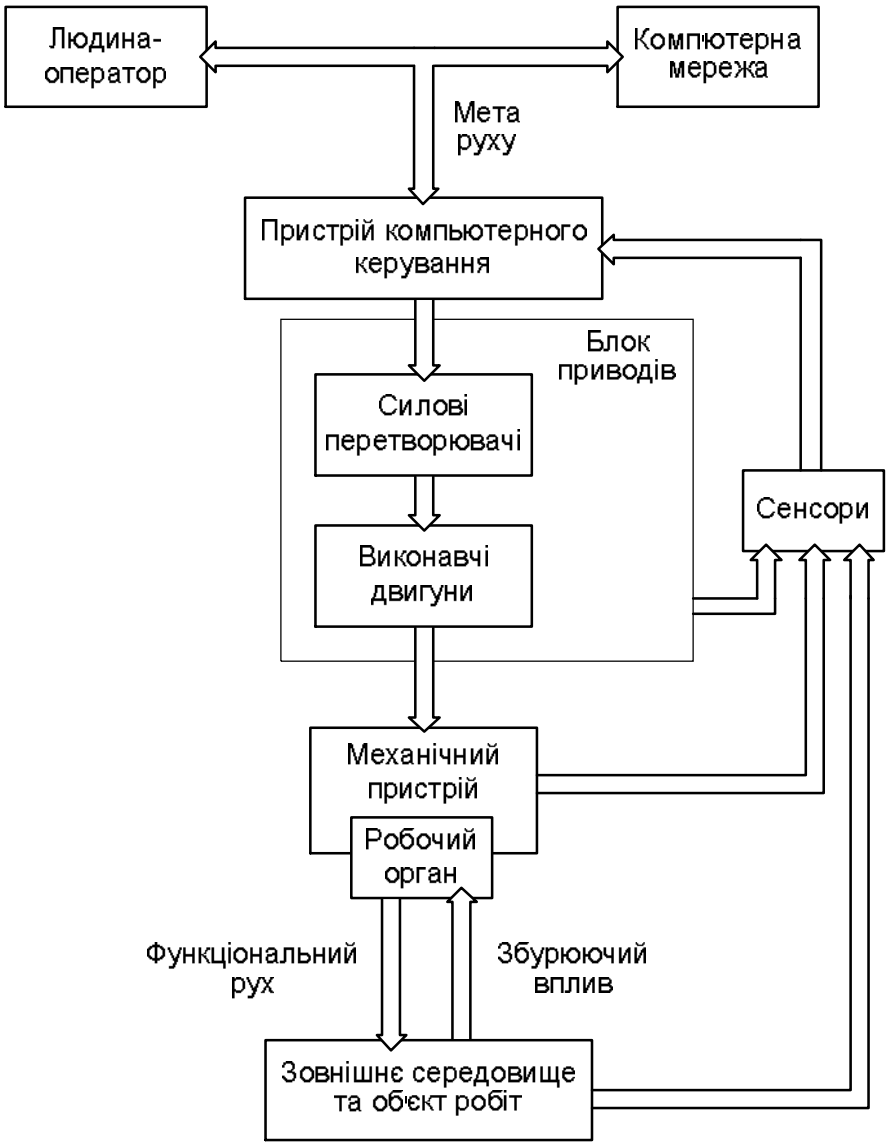


Рис. 1 – Узагальнена схема технічних систем з комп'ютерним керуванням руху.

Сучасні складні системи керування технічними системами виконуються багаторівневими (ієрархічними). Тут переслідується мета розбити вихідну складну задачу на декілька простіших. Розглянемо ієрархію рівнів керування

системою, яка полягає у тому, що нижчі рівні повністю підпорядковується вищим. Вищі рівні керування більш „інтелектуальніші”, вони вирішують більш складніші задачі керування системою [9].

На вищому, інтелектуальному рівні приймається рішення про виконання технологічного руху. При цьому система опитує відповідні датчики для зчитування параметрів руху, а людина чи комп’ютена мережа найвищого рівня задає координати точки куди необхідно перемістити робочий орган машини.

На нижчому, стратегічному, рівні відбувається планування технологічного руху, що означає розбиття задачі руху на послідовність узгоджених у часі елементарних дій. Тобто на цьому рівні вирішується задача геометричного планування руху робочого органу. Саме на цьому рівні необхідно використовувати синтезоване керування. Система керування обраховує оптимальне керування у вигляді масиву дискретних даних (масиву даних). Такий обрахунок ведеться перед початком руху робочого органу. У випадку коли на робочий орган зовнішнє середовище справляє значний впив необхідно його враховувати. Тоді розрахунок оптимального керування необхідно проводити за фактичними координатами (швидкостями, прискореннями) руху системи. Звичайно для цього необхідно використовувати зворотні зв’язки за відповідними параметрами.

Головна задача наступного, тактичного, рівня полягає у видачі програми керування для кожного приводу на виконавчий рівнень. При цьому визначаються закони узгодженого руху всіх ланок машини з врахуванням кінематичних та динамічних характеристик, обмежень технологічного характеру тощо.

На найнижчому, виконавчому, рівні проходить розрахунок та видача керуючих сигналів на блок приводів. Призначення цього рівня керування полягає у забезпеченні заданих вимог по стійкості, точності руху, якості перехідних процесів.

Висновок. Використання методу динамічного програмування дозволяє ефективно розв’язувати задачі оптимального керування при відсутності обмежень на керування. Для врахування цих обмежень необхідно провести дискретизацію вихідної задачі та використати алгоритм пошуку величин вагових коефіцієнтів, які входять у структуру оптимізаційного критерію. Така методика розв’язання задач оптимального керування поєднує властивості аналітичних та наближених методів розв’язування задач оптимального керування.

Реалізація оптимального дискретного керування може бути виконана за допомогою системи керування рухом, яка побудована за ієрархічним принципом. При роботі робочого органу у недетермінованих зовнішніх середовищах необхідно вводити у систему керування зворотні зв’язки та проводити синтез оптимального керування з врахування фактичних координат руху системи.

Список використаної літератури

1. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
2. Понтрягин Л.С., Болтнянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальних процессов. – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.
3. Беллман Р. Динамическое программирование. – под. ред. Воробьева Н.Н. – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
4. Афанасьев В.Н., Колмановский В.Б., Носов В.Р. Математическая теория конструирования систем управления. – М.: Высшая школа, 2003. – 614 с.
5. Олейников В.А., Зотов Н.С., Пришвин А.М. Основы оптимального и екстремального управления. – М.: Высшая школа., 1969. – 269 с.
6. Беллман Р., Дрейфус С. Прикладные задачи динамического программирования / [перевод с англ. Митрофановой, Н.М., Первозванского А.А., Хусу А.П., Шалаевского О.В.] – М.: Наука, 1965. – 460 с.
7. Вычислительные и приближенные методы оптимального управления. Черноусько Ф.Л., Колмановский В.Б. Итоги науки и техники. Серия Математический анализ. - 1977, Т 14, С. 101–166.
8. Динамика полета и управление. Летов А.М. – М.: Наука, 1969. – 360 с.
9. Попов Е.П., Письменный Г.В. Основы робототехники / Е.П. Попов, Г.В. Письменный. – М.: Высшая школа, 1990. - 224 с.

Аннотация

ДИСКРЕТНЫЙ МЕТОД СИНТЕЗА ОПТИМАЛЬНЫХ УПРАВЛЕНИЙ ТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМАМИ

Ловейкин В., Ромасевич Ю.

Приведен метод синтеза оптимального управления, который разрешает учитывать ограничение наложенное на управление и другие динамические и кинематические параметры движения системы. Предложена иерархическая структура работы системы управления, которая реализует оптимальное управление на практике.

Abstract

DISCRETE ALGORITHM OPTIMAL CONTROL TECHNICAL SYSTEM

V. Loveykin, Yu. Romasevich

The method of synthesis of optimum control which allows to consider restriction imposed on management both other dynamic and kinematic parameters of movement of system is resulted. The hierarchical structure of work of a control system which realizes optimum control in practice is offered.

УДК. 621.936 – 61

ВПЛИВ ЗМІНИ ПРОХІДНОГО ПЕРЕРІЗУ СОПЛОВИХ ОТВОРІВ РОЗПИЛЮВАЧА ФОРСУНКИ НА ПОТУЖНОСНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА

Шуляк М.Л., асп.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Вплив зміни прохідного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки на потужності показники дизеля.

Постановка проблеми. Протягом ХХ сторіччя нафта є основним енергетичним ресурсом, але експерти прогнозують спад її видобутку. В зв'язку з цим перспективи застосування дизельних двигунів в сільськогосподарській техніці пов'язані з вирішенням проблем по заміні дизельного палива альтернативними видами палив та зменшенню забруднення навколишнього середовища. Забезпечення тривалої роботи розпилювачів без суттєвого закоксовування соплових отворів, пов'язане з використанням альтернативних палив, потребує вивчення динаміки зміни ефективних перерізів розпилювачів в функції часу при використанні цих палив та на основі цих залежностей корегування періодичності технічного обслуговування.

Закоксовування розпилювачів присутнє при використанні будь-яких палив, але його темп для різних сумішей палива буде відрізнятися. Для дизельного палива ця проблема вивчалась при доводці робочого процесу дизелів в 60-х роках ХХ сторіччя та вирішена завдяки декільком конструктивним рішенням. При використанні альтернативних палив, які мають відмінні від дизельного палива хімічні та фізичні властивості, цей процес недостатньо вивчений.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Про використання альтернативних палив, їх вплив на потужність двигуна та питому витрату палива існує багато публікацій. В цілому автори погоджуються, що використання цих палив зменшує потужність двигуна, збільшує питому витрату палива, але покращує екологічні показники двигуна.

В роботі Ефанова А.А. [1] використання чистої ріпакової олії як палива для дизеля приводить до підвищення питомої ефективної витрати палива на 10...25%. В роботі Фокина Р.В. [2] використання суміші дизельного палива і метилових ефірів ріпакової олії у відношенні 80:20 приводить: до збільшення годинної витрати палива на 1,9…4,2%. В роботі Войтова В.А.,Сандомирського М.Г.,Карнауха М.В. [3] Найбільш оптимальним типом біодизеля може бути сумішеві палива, які не перевищують 70% дизельного палива та 30% метилових ефірів ріпакової, соняшникової чи соєвої олій. При таких сумішах зниження ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива буде знаходитися в межах 3…5%, що суттєво не вплине на продуктивність с.-г.

техніки, при цьому зниження вмісту забруднюючих речовин в відпрацьованих газах буде в межах: димність – 10%; СО до 30%.

В роботі Сандомирського М.Г. [4] використання метилових ефірів ріпакової олії(МЕРО), як палива доцільно як суміш з дизельним паливом в пропорції до 10...15% з попереднім підігріванням палива до температури, приблизно, 70 ^{0}С. Необхідно також для забезпечення техніко-економічних показників, близьких до показників чистого дизельного палива, провести удосконалення параметрів паливної апаратури. Також в роботі Сандомирського М.Г. вказано, що необхідно зробити висновок про термін служби елементів паливної апаратури до технічного обслуговування, це можна зробити тільки після тривалих експлуатаційних випробувань. Закоксовування соплових отворів розпилювачів – одна з найбільш важливих проблем, що стоять перед тракторною промисловістю і експлуатацією МТА.

Серед факторів, які головним чином впливають на процес шлакоутворення, слід виділити температуру розпилювача в зоні розташування соплових отворів та кількість повітря, яке проникає до поверхонь соплових отворів [5], [6]. Відомо, що при збільшенні температури розпилювача понад 180 ^{0}С, навіть при використанні дизельного палива, суттєво прискорюється процес коксування. Відомо також, що використання альтернативних палив, зважаючи на їх особливості, потребує підігрівання палива, що може привести до прискорення процесу коксування.

Якщо обмежити дослідження вивченням зміни стану розпилювачів, який дуже значно впливає на показники двигуна, то слід констатувати, що з часом має місце коксування соплових отворів, що змінює ефективний прохідний переріз і через це впливає на робочий процес. Тому при третьому технічному обслуговуванні ГОСТ 20793-86 [7] передбачається проводити очищення соплових отворів розпилювача для відновлення показників його роботи, що передбачає відповідну перевірку розпилювача.

Мета дослідження. Отримати залежності зміни ефективного прохідного перерізу соплових отворів розпилювача μF та питомої витрати палива в функції часу, використовуючи різні види палива. Обґрунтувати закономірність зміни μf від терміну експлуатації двигуна та його вплив на потужності показники двигуна.

Основна частина. Як відомо, згідно ГОСТ 18508-73 [8] вважається стан двигуна можливим для використання, якщо значення питомої витрати палива не збільшилось відносно його значення для цілком кондиційного двигуна на початку використання більше, чим на 5 % при максимальній потужності.

З другого боку згідно експлуатаційних вимог перевірку стану та відновлення показників паливної апаратури передбачається проводити при третьому технічному обслуговуванні, тобто через 1000 годин експлуатації двигуна. Тому можливо зробити висновок, що за названий час при використанні дизельного палива стан двигуна може вийти за межі допустимого.

Для вивчення зміни ефективного прохідного перерізу та його впливу на питому витрату палива та потужність проводиться розрахунок і будується графічна залежність, припускаючи що згідно ГОСТ 18508-73 [8], через 1000

годин експлуатації питома витрата палива вийде за межі допустимої. Розрахунок проводимо по відомим формулам.

Ефективна потужність дизелем визначалась за формулою:

$$N_e = \frac{Q_н^p}{3600} \cdot G_T \cdot \eta_e,$$

де: $Q^p{}_н$ – нижча теплота згоряння робочої суміші, $\frac{МДж}{кг}$;

G_T – часова витрата палива, кг/год;

η_e – ефективний К.К.Д. двигуна.

Часова витрата палива дизелем визначалась за формулою:

$$G_T = w_c \cdot \mu F \cdot \tau_{вп} \cdot n,$$

де: μF – ефективний переріз соплових отворів розпилювача, м^2;

w_c – середня швидкість витікання, м/с;

$\tau_{вп}$ – тривалість впорскування сопел розпилювача, с/год;

n – кількість форсунок двигуна.

Ефективний переріз сопел розпилювача дорівнюватиме:

$$\mu F = \mu \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot z,$$

де: μ – коефіцієнті витрати;

d – діаметр соплових отворів, м;

z – кількість соплових отворів розпилювача.

Середня швидкість руху палива у сопловому отворі визначається згідно рівняння Бернулі:

$$w_c = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_в - P_ц)},$$

де: ρ – густина палива;

$P_в$ – тиск впорску палива, Па;

$P_ц$ – тиск газів в циліндрі, Па.

Тривалість впорскування визначалась за формулою:

$$\tau_{вп} = \frac{\varphi_{вп}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180},$$

де: $\varphi_{вп}$ – тривалість впорскування, град. к.п.к.в.;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Також при розрахунку питомої витрати палива треба звернути увагу на властиві процесу закоксовування подвприски палива і вижимання палива

голкою розпилювача під дією перемінної сили пружини форсунки, що проходить одночасно зі зміною ефективного перерізу сопел розпилювача [9]. За початок процесу вижимання умовно прийнятий момент рівності тиску подачі палива та тиск мінімально нестійкого режиму роботи форсунки. Процес вижимання погіршує якість розпилу палива в кінцевій фазі впорскування, розтягує кінець впорскування в функції часу і задає струйний характер протікання палива , що утворює додаткові умови для закоксовування розпилювачів.

Підставивши в рівняння (1), рівнянь (2),(3),(4),(5) отримаємо:

$$N_e = \frac{Q_н^p}{3600} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{вп} - P_ц)} \cdot \mu \cdot \frac{\pi d^2 z}{4} \cdot \frac{\varphi_{вп}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot n \cdot \eta_e$$

З рівняння (6) видно, що діаметр сопел розпилювача впливає на ефективну потужність двигуна, тобто при зменшенні діаметру сопел розпилювача буде зменшуватись і потужність. Згідно ГОСТ 18508-73 [8] за 1000 годин експлуатації показники роботи двигуна повинні погіршитися не більше ніж на 5%, що відповідатиме зменшенню прохідного перерізу на $0{,}015 \cdot 10^{-6}$ м^2 (рис. 1).

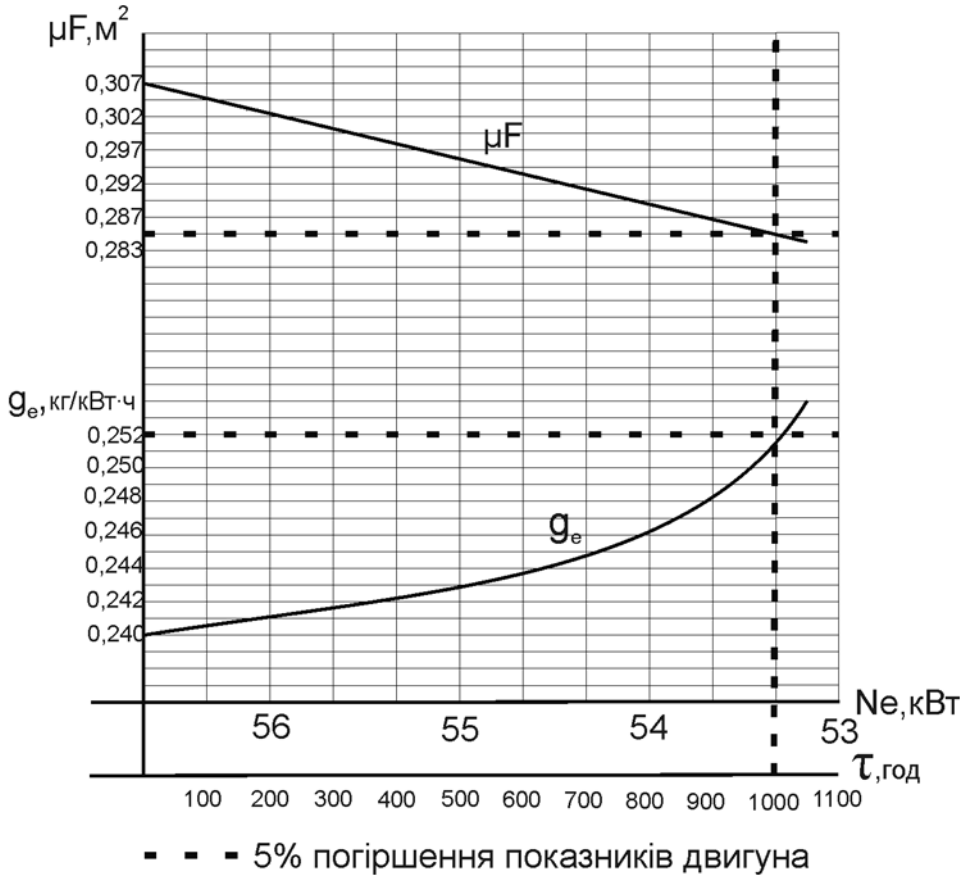


Рис. 1 – Залежність зміні поперечного перерізу μF від часу τ експлуатації двигуна.

Пунктирною лінією вказується на границя 5% погіршення показників двигуна, за якою його подальша експлуатація приведе к суттєвому погіршенню

паливо-економічних показників; таке погіршення роботи потребує втручання – очищення або заміна розпилювачів. Для підтвердження цих припущень треба провести моторні випробування двигуна згідно ГОСТ 18509-88 [10], це пов'язане з великою трудомісткістю, вартістю та потребує багато часу для одержання результатів, що може суттєво вплинути на точність експериментальних даних. Для прискорення часу визначення темпу нагароутворення без погіршення результатів розроблений метод прискорених безмоторних досліджень, використовуючи [11] «Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок»(рис. 2).

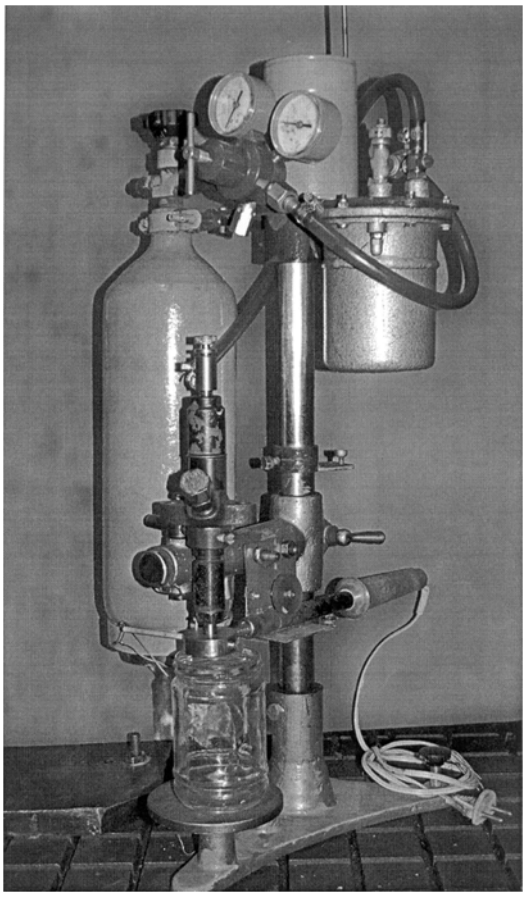


Рис. 2 – Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок.

Найбільш сильно впливають на процес коксування сопел розпилювача під час експлуатації двигуна: температура (для зменшення негативних процесів, пов'язаних з коксуванням соплових отворів досягли зниження температури розпилювачів до 175-180^{0}С); присутність окислювача (тобто треба змоделювати прорив повітря в соплові отвори); та час експлуатації двигуна(1000 годин експлуатації буде відповідати 27,7 годинам випробувань на установці). Тому прийняте рішення проводити заміри через кожні 3 години.

Результати досліджень. При використанні альтернативних палив, які в своєму складі мають велику кількість граничних вуглеводнів, що схильні до полімеризації, утворенню лаків та закоксовуванню, було прийнято рішення

проводити заміри через 1 час моделювання. Слід звернуті увагу, що коксування в функції часу може бути нелінійним, оскільки немає даних як впливає теплопровідність шару нагару і його товщина на зміну температури палива, яке рухається скрізь сопловий отвір розпилювача. Температура розпилювача під час експерименту підтримувалась постійною на рівні 180^0С. На основі безмоторних експериментів були отримані криві залежності зміни прохідного перерізу сопел розпилювача від часу експлуатації та виду палива, що використовується (рис. 3)

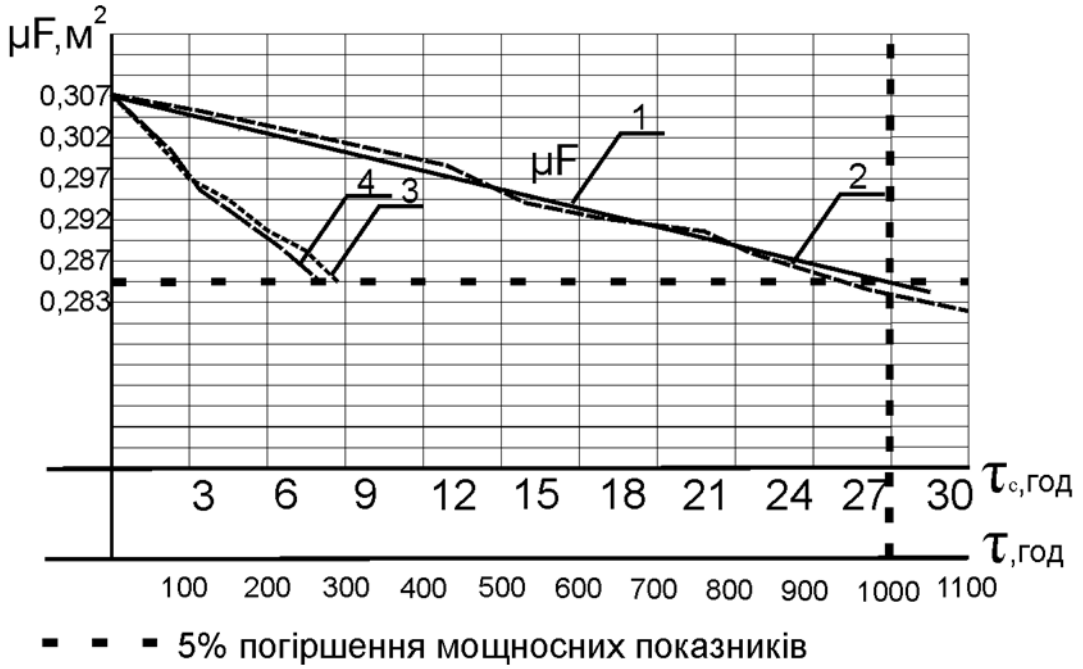


Рис. 3 – Залежність зміні поперечного перерізу μF від часу τ експлуатації двигуна на різних видах палива:

1 – на дизельному паливі (згідно розрахунків), 2 – на дизельному паливі (результати моделювання), 3 – на ЕЕРО (результати моделювання), 4 – на МЕРО (результати моделювання).

Як бачимо з рис. 3 темп закоксовування соплових отворів розпилювача при роботі на альтернативних паливах більше ніж в 3 рази перевищує темп, для дизельного палива. Для отримання залежності зміни питомої витрати палива від прохідного перерізу соплових отворів розпилювача паралельно моделюванню на установці, проводились стендові випробування двигуна згідно до ГОСТ 18509-88[10]. Була отримана регуляторна характеристика роботі двигуна Д-240 на комплекті нових розпилювачів при роботі на дизельному паливі (базові показники двигуна для подальшого порівняння). На установці моделювалась закоксованість комплекту розпилювачів, що відповідає 300, 650, 1000 годинам експлуатації на дизельному паливі або 100, 200, 300 годинам при використанні етилового ефіру ріпакової олії (ЕЕРО). Після кожного етапу моделювання розпилювачі встановлювались на двигун; далі отримуємо залежність зміни μF розпилювача та $g_e \frac{кг}{кВт}$ в функції часу.

Для перевірки адекватності результатів моделювання була знята

регуляторна характеристика роботи двигуна (рис. 4) на комплекті розпилювачів після 1000 мотогодин експлуатації (комплект розпилювачів після крива – 3.

На основі експериментальних досліджень встановленно, що питома витрата палива зростає відповідно до зміни прохідного перерізу в більш швидкому темпі ніж передбачалося. Відповідно 1000 годинам експлуатації питома витрата палива збільшується на 6,7% при моделюванні на установці і 7,4% при експлуатації в польових умовах. Також можна зазначити втрату потужності двигуна на 5,2% відносно базових показників , що підтверджує раніше зроблені припущення.

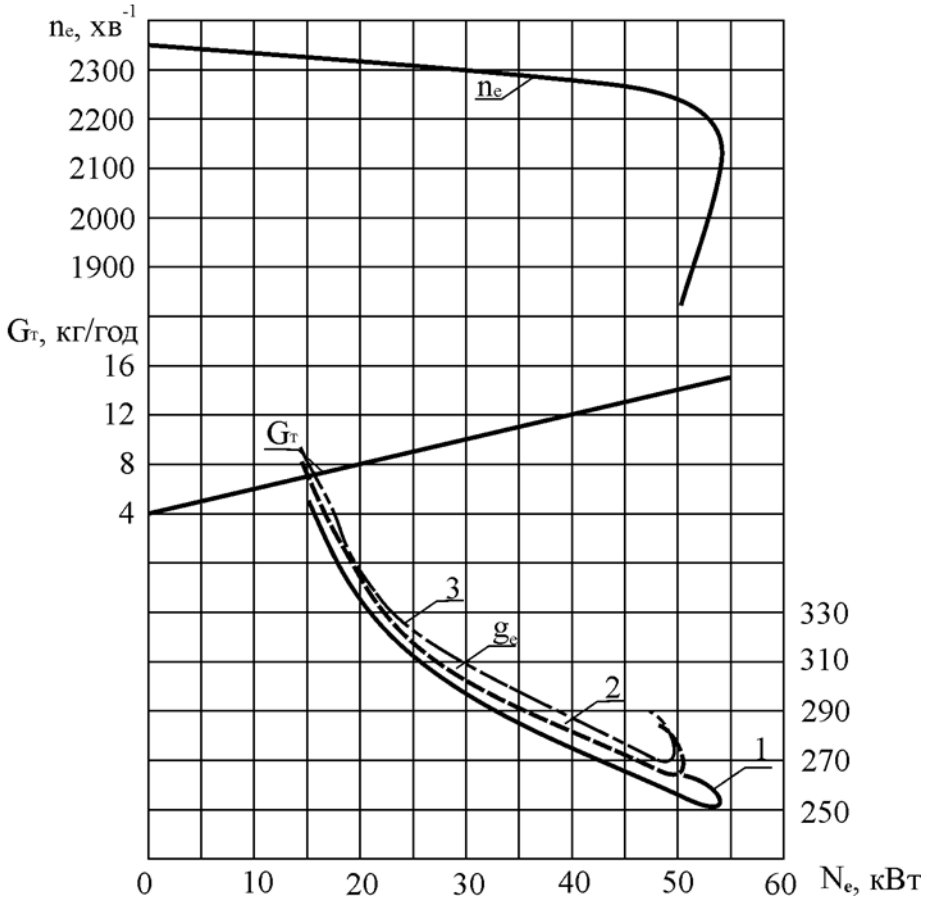


Рис. 4. Регуляторна характеристика дизеля Д-240 (питома витрата палива ge):
1 – на нових розпилювачах, 2 – 1000 мотогодин (моделювання на установці), 3 – 1000 мотогодин (експлуатація на двигуні).

Висновки. Метод моделювання процесів закоксовування на установці може бути застосований для отримання періодичності технічного обслуговування розпилювачів дизельних форсунок на різних видів палива і їх сумішах в різному процентному співвідношенні. При використані альтернативних палив для поліпшення їх фізичних властивостей, в порівнянні з дизельним паливом, використовують підігрівання альтернативних палив, що може суттєво змінити темп закоксовування. Температура розпилювача в межах 175-180^{0}С підтримується завдяки багатьом факторам, один з яких охолодження розпилювача завдяки протіканню палива під час впорскування. Тому доцільним буде розробити рекомендації періодичності технічного обслуговування

розпилювачів форсунок при різних температурах паливних сумішей.

Список використаних джерел

1. Ефанов А.А. Разработка комплексной технологии получения смесевого топлива с улучшенными свойствами для дизельных двигателей. Автореф. дис. канд. техн. наук. -М., 2008.- 18 с.
2. Фокин Р.В. Улучшение экологических характеристик дизеля регулированием состава смесевого биотоплива. Автореф. дис. канд. техн. наук. –М-Н., 2008.-16с.
3. Войтов В.А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосування біодизеля / Войтов В.А., Сандомирський М.Г., Карнаух М.В., Даценко М.С. // Тракторна енергетика в рослинництві. – Х.: ХНТУСГ, 2009. –С. 111-120.
4. Сандомирський М.Г. Результати випробування дизеля 4ЧН 12-14 на дизельному паливі і паливах рослинницького виду // Тракторна енергетика в рослинництві. – Х.: ХНТУСГ, 2009. –С. 121-125.
5. Исследование рабочего процесса многотопливных тракторных двигателей // ОНТИ-НАТИ. Труды. – 1964. – Вып. 173. – М . 197 с.
6. В.И. Трусов. Форсунки автотракторных дизелів // В.И. Трусов., В.П. Дмитренко, Г.Д. Масляный.. М // Машиностроение. 1977. – 167 с.
7. ГОСТ 20793-86 Тракторы и машины сельскохозяйственные. Техническое обслуживание. Введ. 01.01.1991. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1986. – 16 с.
8. ГОСТ 18509-73. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1986. – 14 с
9. Мичкин И.А. Результаты исследований конечной фазы процесса впрыска топлива. Труды НАТИ. Вып. 149. 1962. – М. 156 с.
10. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Введ. 01.01.1991. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1988. – 14 с.
11. Сандомирський М.Г., Мироненко Г.П., Шинкаренко В.О. Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок. Патент на корисну модель № 49126 України МПК (2009); заявл. 10.08.2009; опубл. 26.04.2010; Бюл. № 8

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЕ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ НА МОЩНОСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА РАЗНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Шуляк М.

Влияние изменения проходного сечения сопловых отверстий распылителя

форсунки на мощностные показатели дизеля.

Abstract

EFFECT OF CHANGES IN CROSS-SECTION OF NOZZLES SPRAY NOZZLES ON THE POWER THE ENGINE PERFORMANCE WHEN OPERATING ON DIFFERENT FUELS

M. Shulyak

Effect of changes in cross-section of nozzles spray nozzles on the power performance of diesel.

УДК 621.869

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОЛУПРИЦЕПНЫХ СКРЕПЕРОВ ПУТЕМ УЛУЧШЕНИЯ ИХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ КАЧЕСТВ

Тютюн А.В., инж.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Приведены результаты исследований повышения продуктивности и качества работы полуприцепных скреперов, агрегатированных с тягачами (тракторами) семейства «ХТЗ» путем повышения их тягово-сцепных качеств. Исследованы динамические нагрузки, которые испытывает скрепер в различных положениях. Предложена схема гидропривода заднего моста.

Введение. В мире выпускается большое количество гусеничных и колесных, одноосных и многоосных тягачей и специализированных шасси для землеройно-транспортных машин (ЗТМ). Разработана элементная база в виде электромотор- и гидромотор-колес, позволяющая создавать и модернизировать имеющиеся конструкции скреперов, обладающих высокими надежностью, проходимостью и маневренностью. Только рациональное, гармоничное сочетание параметров двигателя, движителя и рабочего органа может обеспечить эффективную работу машины в целом [1].

Анализ основных публикаций. Учеными уделялось и уделяется существенное внимание вопросам исследования скреперных агрегатов. Достигнуты крупные успехи в области их теории и расчета, интенсификации рабочего процесса. Развитие тракторостроения в направлении освоения и серийного выпуска промышленностью мощных энергонасыщенных колесных тягачей создало проблему рационального использования мощности двигателя тягача на тяговом режиме при разработке грунта скреперным агрегатом. Эффективное использование энергонасыщенных тягачей связано с решение двуединой задачи: увеличение сцепного веса тягача на тяговом режиме и снижение технологического сопротивления (сопротивления копанию, тяговой

нагрузки). Конструкторские разработки в этом направлении привели к созданию скреперных поездов постоянного или временного состава, скреперных агрегатов на базе гусеничных и двухосных колесных тягачей с изменяемым положением центра тяжести, агрегатов на базе автогрейдеров, скреперных агрегатов с изменяемой шириной резания и различными интенсификаторами копания.

Цель исследования. В статье рассматриваются средства (конструкции и способы) увеличения сцепных качеств скреперных агрегатов. Создание скреперов с изменяемым сцепным весом, представляет актуальную научную и интересную конструкторскую задачу. Решение этой задачи основано на обобщении результатов современных исследований в области теории копания грунта скреперами, тяговой механики ЗТМ, теории создания и расчета скреперных агрегатов. Обязательным условием высокой производительности скрепера является обеспечение перед его ковшом (в процессе зарезания и наполнения ковша) призмы волочения, что способствует более интенсивному наполнению ковша.

При этом возникает проблема поиска источника увеличения сцепного веса тягача не только в металлоконструкции рабочей машины, но и в самом ее технологическом процессе.

Решение задачи. Основное влияние на повышение производительности скреперов оказывает сокращение времени на выполнение отдельных операций производственного цикла машины.

Широкое применение гидрообъемного привода объясняется рядом преимуществ (по сравнению с механическим, пневматическим и электрическим приводами), к которым относятся:

- меньшие габариты и удельная масса (масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности), то есть компактность;
- большие усилия на выходном звене привода; плавность работы благодаря практической несжимаемости жидкости;
- малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);
- повышение производительности за счет увеличения усилий на рабочих органах и малой инерционности системы управления;
- простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное; возможность расположения гидродвигателя на удалении от насоса и свобода компоновки;
- надежная смазка трущихся поверхностей маслом и снижение коррозии;
- применение стандартных и унифицированных гидромашин, направляющих и регулирующих аппаратов.

В гидродинамической передаче (гидротрансформаторе) происходит передача кинетической энергии от насосного лопастного колеса к турбинному за счет круга циркуляции (тора) рабочей жидкости, в котором действует центробежная сила инерции. Таким образом, гидротрансформатор не только бесступенчато преобразует передаваемый крутящий момент в зависимости от скорости движения машины, но также и выполняет функцию гидромуфты.

Совместно с механической коробкой передач, позволяющей расширить диапазон преобразования крутящего момента в зависимости от дорожных условий, гидротрансформатор образует гидромеханическую передачу.

Применение гидромеханических передач с электрогидравлическим управлением обеспечивает: наиболее полное использование мощности двигателя и улучшенную тягово-скоростную характеристику; снижение напряжений в ответственных деталях трансмиссии; долговечность подшипников; унификацию схемы трансмиссии с серийно выпускаемыми агрегатами при модернизации мобильных машин.

Гидрофицирование трансмиссий и приводов машин позволяет уменьшить габариты соответствующих систем, упростить кинематические схемы привода исполнительных устройств, обеспечить высокие рабочие усилия и бесступенчатое изменение скоростей, а также повышение показателей ремонтопригодности за счет того, что текущий ремонт используемых компонентов гидросистем обеспечивается посредством оперативной замены неисправных гидроагрегатов.

Комплекс «тягач-скрепер» является одной из наиболее эффективных и распространенных систем производства земляных работ. Практическое отсутствие специальных толкачей вынуждает использовать для этих целей бульдозеры на базе гусеничных тракторов. В момент стыковки скорость толкача может на 7.8 км/ч превышать скорость скрепера, что приводит к большим динамическим нагрузкам металлоконструкций, трансмиссии и привода. Ручное управление стыковки толкача и скрепера с последующей совместной работой требует высокого мастерства оператора, поскольку он одновременно контролирует большое число непрерывно меняющихся параметров. Даже высококвалифицированный оператор оценивает изменение условий копания грунта ориентировочно и выбранные им режимы часто не являются оптимальными.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- создание математические модели работы комплекса «тягач скрепер» с полуприцепным скрепером;
- разработка системы контроля и вариант технических средств управления совместной работы комплекса «тягач-скрепер»;
- выполнение анализа математических моделей работы комплексов с учетом их технических характеристик и технологических параметров объектов;
- проведение экспериментальных исследований работы комплексов «тягач-скрепер» с управлением совместной работы и оценена эффективность результатов исследования.

Научная новизна:

- математические модели работы комплексов «тягач-скрепер», описывающие взаимосвязи основных параметров скреперов, их рабочие процессы и технико-экономические показатели с учетом особенностей взаимодействия полуприцепного скрепера и тягача;
- взаимосвязи основных параметров скреперов и технологических

условий работы с производительностью, стоимостью машиносмены, удельными приведенными затратами, энерго- и материалоемкостью, энергоемкостью набора грунта в ковш;

- законы изменения эффективности системы контроля согласования движения скрепера.

Практическая ценность заключается в том, что разработанные математические модели и их программное обеспечение позволяют установить эффективность применения системы контроля в комплексах «тягач-скрепер», а также создание технических средств контроля управления совместным движением полуприцепного скрепера и тягача.

Пульт управления и защиты от перегрузок расположен в кабине машиниста. При этом переход с автономного управления на ручной производится простым переключателем, установленным в блоке управления. В автоматическом режиме управления система обеспечивает согласование тяговой нагрузки на ведущие мосты тягача и скрепера, путем установки датчиков вращения и внедрение в сцепное устройство датчика контролирующего усилие на соединении.

Схема стабилизации тягового усилия полуприцепного скрепера включает в себя датчик тягового усилия, блок управления и дозатор. Объектом регулировки является рабочий орган машины – дозатор. Его положение определяет значение скорости вращения колес на ведущем мосту скрепера.

Стабилизация тягового усилия осуществляется следующим образом. При работе скрепера тяговое усилие посредством гидравлического динамометра преобразуется в перемещение штока мерного гидроцилиндра, который через зубчато-реечную передачу вращает вал переключателя. Если сопротивление грунта соответствует тяговому усилию скрепера, переключатель расположен в нейтральном положении. При увеличении или снижении нагрузки на режущий орган ковша переключатель замыкает один из неподвижных контактов, в результате чего срабатывает одно из двух реле, воздействующее на соответствующий электромагнит. Электромагнит, в свою очередь, перемещает золотник дозатора, увеличивая или уменьшая тем самым количество масла подаваемого на гидромотор моста скрепера.

В приводе механизма передвижения полуприцепных скреперов устанавливается гидромеханическая передача, позволяющая автоматически изменять скорость скрепера в зависимости от сопротивления движению.

Для создания высокого тягового усилия на колесах при загрузке и выгрузке ковша применен гидротрансформатор.

Расчет на прочность узлов и деталей скрепера производят для положений, соответствующих наибольшей нагрузке (конец резания и транспортирования грунта). Нагрузки при транспортном положении груженого скрепера определяют для двух положений: прямолинейного движения скрепера и при повороте. Первое положение: скрепер движется по горизонтальной неровной поверхности. Ковш заполнен с шапкой. При определении нагрузок необходимо учитывать воздействие динамических нагрузок с учетом коэффициента динамичности [2].

В вертикальную активную нагрузку Gc+r включают массу скрепера с тягачом и грунтом. Окружная сила Ро на колесе направлена на преодоление сил сопротивления качению. Схема для определения сил, действующих на скрепер в транспортном положении в свою очередь, равна движению на прямолинейном участке R1 и R2 – вертикальные реакции на передние и задние колеса.

По полученным значениям загрузок несущие и поворотные устройства рассчитывают на прочность. Во втором расчетном положении тягач повернут на 90° по отношению к груженому скреперу, у которого заднее колесо находится в канаве глубиной 0,5 м. Потребное окружное усилие на ведущих колесах для выезда из препятствия где Р01 – сопротивление перекатыванию груженой машины; Ро2 – сопротивление препятствия.

Главным параметром скреперов является вместимость ковша qK. К основным параметрам ковша относят также его ширину, высоту Нк и длину LK. С уменьшением высоты и длины ковша, увеличением ширины сопротивление грунта снижается. У скреперов с большой вместимостью ковша увеличить ширину его невозможно по транспортным соображениям. Наиболее приемлемыми для определения внутренних размеров ковшей вместимостью Ш<<7К<25 $м^3$ являются размеры, м, определяемые по формулам подобия. Для снижения удельных сопротивлений при определении вместимости ковша необходимо использовать соотношение между шириной ковша Вк и высотой Нк равным 1,4-3,0 [3].

Соотношение между длиной ковша LK и его высотой принимают по рекомендации [3].

Совершенствование формы ковшей и режущей кромки скрепера является предметом дальнейших исследований. В отличие от традиционной, режущая кромка полукруглой формы лучше врезается в плотные грунты, уменьшаются путь и продолжительность наполнения ковша. Сила сопротивления движению скрепера при копании грунта – величина переменная, она достигает максимального значения на заключительной стадии заполнения ковша. Этот момент, как наибольший, принимают за расчетный. Потребное для работы тяговое усилие расходуется на преодоление сопротивления грунта резанию, сопротивления от трения ножа о грунт, от перемещения призмы волочения и сопротивления, возникающего при заполнении ковша.

Результирующая сила сопротивлений в конце копания слагается из сил сопротивления копанию Ркоп и перемещению машины Raep.

Важной характеристикой колесной машины является колесная формула. Чем больше приводных колес, тем лучшей проходимостью и тяговыми качествами обладает машина, но тем сложнее механизм ее передвижения. В нашем случае тандем тягач-скрепер будет иметь формулу 6х6. На свойства пневмоколесного ходового оборудования существенно влияет конструкция шин На одной машине обычно используют шины одного типоразмера, поэтому нередко на более нагруженных осях (обычно задних) устанавливают сдвоенные колеса. С целью снижения давления на грунт (улучшения

проходимости машин) используют шины большого диаметра и широкопрофильные, а также арочные, устанавливаемые вместо сдвоенных колес. Эти шины повышают проходимость и тяговые качества машины благодаря большой опорной поверхности и развитым грунтозацепам. Такие шины хорошо работают на слабых, рыхлых грунтах и на снегу. При эксплуатации на прочных грунтах и дорогах с твердым покрытием срок службы арочных шин резко снижается, сопротивление же перемещению машины повышается.

В последние годы увеличивается выпуск машин с регулированием давления воздуха в шинах, которое можно производить из кабины машиниста даже при движении машины. При передвижении машин по рыхлому или влажному грунту давление воздуха в шинах снижают, что уменьшает давление на грунт, улучшает проходимость и тяговые качества машины. При передвижении машины по твердым поверхностям давление воздуха в шинах повышают, что позволяет уменьшить сопротивление передвижению и резко увеличить срок службы шин. Автоматическую регулировку давления в шинах планируем применить и исследовать на базе серийного трактора и скрепера.

Список использхованных источников

1. Краснокутский В.Н., Ничке В.В., Пимонов Г.Г. Качество машин.-Х.: ХНАДУ,2009.-220 с.
2. Холодов А.М. Основы динамики землеройно- транспортных машин.–М.: Машиностроение, 1968.-156 с.
3. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ. - Киев: Будівельник, 1988.-С. 152.

Анотація

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ НАПІВПРИЧІПНА СКРЕПЕРИ ШЛЯХОМ ПОЛІПШЕННЯ ЇХ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ЯКОСТЕЙ

Тютюн А.

Наведено результати досліджень підвищення продуктивності та якості роботи напівпричіпні скреперів, агрегатованих з тягачами (тракторами) сімейства «ХТЗ» шляхом підвищення їх тягово-зчіпних якостей. Досліджено динамічні навантаження, які зазнає скрепер в різних положеннях. Запропонована схема гідроприводу заднього моста.

Abstract

IMPROVING THE EFFICIENCY OF SCRAPERS SEMI-TRAILER BY IMPROVING THEIR DRAWBAR QUALITIES

A. Tyutyun

The results of research productivity and quality of work semitowed scrapers, aggregated with tractors (tractors) family "KhTZ" by improving their towing skills. The dynamic loads experienced by the scraper in various positions. Scheme is

proposed for hydraulic rear axle.

УДК. 631.3-182

ВПЛИВ ЗОВНІШНІХ ЧИННИКІВ НА ДИНАМІКУ, ПРОДУКТИВНІСТЬ І ФУНКЦІОНАЛЬНУ СТАБІЛЬНІСТЬ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Артьомов М.П. к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В роботі розглядаються тягово-енергетичні показники в роботі мобільних енергетичних агрегатів та вплив динаміки сільськогосподарських машин на продуктивність і функціональну стабільність.

Вступ. Забезпечення високої економічної ефективності сільськогосподарського виробництва на базі постійного вдосконалення використання виробничих можливостей і значне підвищення продуктивності землеробської праці є однією з основних задач у галузі механізації сільського господарства. Із розвитком ринкових відносин ще більше зросла її вагомість на фоні зниження кількісного і якісного складу машинно-тракторного парку, постійного подорожчання палива, мастил, запасних частин, зростання виробничих витрат змушують сільгосптоваровиробника шукати раціональні шляхи значного покращення роботоздатності, надійності машин і підвищення ефективності їх використання.

Проблема. Сільськогосподарські агрегати - складні динамічні системи. Вони працюють в умовах на які впливають багаточисельні найрізноманітніші зовнішні фактори, що постійно змінюються. Для мобільних агрегатів такими факторами є фізико-механічні властивості ґрунту (вологість, щільність, механічний склад та ін.), нерівності поверхні поля, витрати які необхідно вкласти на їх обробку і переміщення агрегата; властивості рослин (врожайність, забрудненість та ін.), зміна маси агрегата у процесі виконання технологічного процесу та ін.

У мобільних сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів(МТА) змінність зовнішніх факторів при взаємодії робочих органів машин із оброблюваним середовищем (ґрунтом, рослинами) і рушіїв з поверхнею поля визначає складний характер руху окремих точок, що характеризує в значній мірі якість багатьох операцій з обробітку ґрунту (оранка, міжрядна культивація та ін.).

У зв’язку з цим під час розрахунку і конструювання, а також випробуваннях і дослідженнях сільськогосподарські агрегати повинні розглядатись як керовані динамічні системи, що складаються із цілого ряду взаємозамінних підсистем. Модель агрегату можна розглядати у вигляді розрахункової схеми, яка б найбільш повно відображала реальні умови функціонування агрегата.

Аналіз досліджень і публікацій. Від зовнішніх збурюючих чинників і технічного стану сільськогосподарських агрегатів та енергетичного засобу у

більшості випадків відбувається зміна динамічних навантажень.

Збільшення вимог до екологічної безпеки, якості виконання робіт, підвищення врожайності, вимагає створення нових технологічних процесів, розробки прогресивних форм організації праці, вдосконалення трактора, як основного енергетичного засобу та технологічної частини МТА.

Представлені раніше засоби експериментальних досліджень руху МТА і теоретичні методи дозволили отримати інформацію щодо поведінки агрегату, його функціонування під час виконання технологічних операцій в нормальних умовах експлуатації. Вирішенню задач динаміки сільськогосподарських агрегатів приділили багато уваги Василенко П.М., Погорілий Л.В., Анілович В.Я., Кутьков Г.М., Рославцев А.В., Надикто В.Т., Булгаков В.М., Гячев Л.В., Гуков С.Я., Подригало М.А. та ін. Кожен з них вирішував окрему задачу динаміки, а вцілому було зроблено великий вклад в теоретичне обґрунтування комплектації та ефективної роботи агрегатів. Було розроблено і запропоновано для розгляду динамічні моделі МТА, що забезпечили вирішення багатьох задач, пов'язаних з впливом окремих елементів агрегату на показники його руху і роботи[1,2,3,4].

Аналіз публікацій довів, що в питаннях впливу зовнішніх збурень, зміни швидкості руху на динаміку і функціональну стабільність сільськогосподарських агрегатів під час виконання технологічних операцій висновки різняться.

Мета. Окремо усі складові сільськогосподарського агрегату вивчені на достатньому рівні. Але рух системи машин вцілому , як сукупності усіх її частин потребує більш досконалого вивчення. Тому у роботі запропоновано звернути особливу увагу на енергетичні витрати і взаємодію складових МТА, зважаючи на те, що зв'язок між ними здійснюється через грунт.

Вирішення проблеми використання мобільних сільськогосподарських агрегатів у процесі їх експлуатації необхідно розглядати через:

- аналіз закономірностей зміни вхідних впливів на МТА, які призводять до втрати його енергетичних можливостей;
- розвитку методів аналітичного розрахунку і прогнозування закономірностей формування оціночних показників ефективності функціонування, як вцілому МТА, так і його складових елементів;
- розробка простих і доступних методів, що дозволяють в процесі експлуатації підвищити реалізацію експлуатаційних властивостей МТА, вести контроль за ефективністю витрат палива та енергії безпосередньо під час виконання МТА технологічних операцій.

Вирішення задачі. Для забезпечення необхідної працездатності та якісного виконання агротехнічних операцій мобільний енергетичний засіб повинен мати належну експлуатаційну потужність та масу. Ці параметри визначають енергонасиченість, тягово-зчіпні, паливно-економічні та інші показники, що формують основні важливі експлуатаційні якості сільськогосподарського енергетичного засобу [2].

Без оптимізації параметрів МТА на виконанні агротехнічних операцій неможливо вирішити питання ефективного використання комплексу машин у

виробничому процесі. Припустимо кількість агрегатів, одночасно зайнятих на операції, визначає строк виконання цієї операції, з яким пов'язані втрати врожаю. Строк виконання операції також визначається індивідуальною продуктивністю кожного агрегата, що використовується, а значить і його параметрами і режимами роботи, тобто якісні і кількісні зміни комплексу машин у виробничому процесі впливає на склад агрегату в окремій операції.

Перший шаг до вирішення загальної задачі підвищення ефективності використання машинно-тракторного агрегату - складання математичної моделі агрегата на визначеній технологічній операції, на підґрунті методології і методів системного аналізу (багаторівневості, визначення зв'язків із зовнішнім середовищем, стратифікації та ін.).

З переходом до ринкової економіки і появою невеликих фермерських господарств вирішення цієї задачі носить не тільки проміжний, етапний характер, а здобуває самостійність і важне практичне значення.

Для досягнення поставленої мети необхідно використовувати системний підхід, який враховує різноманітність факторів, що впливають на ефективність роботи МТА. Крім того, МТА має всі ознаки складної системи [6], він складається з більш простих елементів - двигуна, трактора, сільськогосподарської машини. У системі можливе регулювання незначних параметрів: частоти обертання колінчастого валу двигуна і обрана передача в трансмісії трактора – визначають швидкість МТА; ширина захвату, конструктивні параметри робочих органів, глибина обробітку ґрунту - визначають тяговий опір знаряддя.

Необхідність підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів поставила завдання переходу на високі робочі швидкості, що призвело до зростання енергонасиченості тракторів. Поступово з'явилась ідея створення замість трактора тягової машини відносно легкого мобільного енергетичного засобу, здатного до 80 % потужності двигуна передавати для приводу активних робочих органів і ходових систем робочих машин [7].

Проте можна погодитись із думкою, що у найближчі 10-15 років трактор збереже за собою функцію тягової машини [8]. У зв'язку з цим розрахунок тягового зусилля на крюку в залежності від ширини захвату агрегату запишемо

$$P_{кр} = kB_p \ , \qquad (1)$$

де: $P_{кр}$ – тягове зусилля на крюку кН;

k – питомий опір ґрунту обробці знаряддям за певної швидкості, кН/м ;

B_p – ширина захвату сільськогосподарської машини, м.

При дослідженні енергетичних можливостей МТА в експлуатації одним з оцінюючих параметрів обирається показник заради якого проводяться усі випробування і створюється машина – продуктивність W [9].

Миттєва (секундна)W, м^2/с

$$W_a^M = B_P V_P \, , \qquad (2)$$

де: B_P – ширина захвату сільськогосподарської машини, м;

V_P – швидкість руху мобільної сільськогосподарської машини, м/с.

Змінна продуктивність, га/зм

$$W_{ЗМ} = 0{,}36\, W_a^M\, T\, \tau\,, \tag{3}$$

де: T – тривалість робочої зміни, год;
τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Після підстановки до (3) складових від (1) і (2) можна записати залежність змінної продуктивності від ширини захвату сільськогосподарської машини і швидкості руху, як пропонується в роботі[10].

$$W_Г = 0{,}36\, \frac{P_{кр}}{k}\; V_P\; \tau \tag{4}$$

Для визначення необхідної потужності енергетичного засобу за певної ширини захвату знаряддя, крюкової потужності і швидкості руху:

$$W_Г = 0{,}36\, N_{KP}\, \tau\, \frac{1}{k}\,, \tag{5}$$

де: N_{KP} – тягова потужність трактора, кВт.

Тягова потужність і питомий опір є характеристики, що впливають на продуктивність МТА за певного фізико-механічного стану ґрунту, через це пропонується співвідношення $\frac{N_{KP}}{k}$ вважати за потенційну продуктивність

$$W_П = \frac{N_{KP}}{k} \tag{6}$$

Після проведення аналізу рівнянь(5) і (6) можна зробити висновок, що для керування продуктивністю сільськогосподарського агрегату нам необхідно збільшити тягову потужність, коефіцієнт використання робочого часу, або зменшити питомий опір знаряддя, чи робити це одночасно. Для мобільного сільськогосподарського агрегату тягова потужність визначається залежністю[5].

$$N_{KP} = N_e\, \xi_N\, \eta_T \tag{7}$$

де: N_e – номінальна потужність двигуна;
ξ_N – коефіцієнт,що вказує яка частина номінальної потужності перетворюється в тягову потужність;
η_T – тяговий ККД трактора.

Теоретично та експериментально доведено залежність тягового ККД трактора від зміни навантаження на крюку. З урахуванням виразу (7) рівняння (5) буде мати вигляд;

$$W_T = 0{,}36 N_e \, \xi_N \, \eta_T \, \tau \, \frac{1}{k} \tag{8}$$

Аналіз рівняння (8) дозволяє зробити висновок про те, що продуктивність мобільного сільськогосподарського агрегату знаходиться в прямо пропорційній залежності від потужності, яку розвиває двигун, коефіцієнту використання встановленої потужності, тягового ККД трактора, використання часу зміни і має зворотну пропорцію до питомого опору сільськогосподарського знаряддя.

Усі складові рівняння (8) у тій чи іншій мірі впливають на швидкість руху мобільного сільськогосподарського агрегату в момент перехідного процесу і є залежними від швидкості руху, тобто можуть бути функцією від неї $f\,(V)$.

Коли розглядається рух машинно-тракторного агрегату і ми починаємо враховувати дію сил, а також, як ці сили впливають на зміну динаміки машини. У цьому випадку необхідно використовувати для опису руху закони динаміки.

Між тим слід відзначити, що перехід мобільної машини із одного режиму руху до другого відбувається за рахунок рушіїв, тобто через рушії реалізується потужність двигуна, через них сприймається опір пересуванню і опір сільськогосподарського знаряддя.

У роботі [11] було запропоновано у якості критерію, що характеризує керованість використовувати лінійне або кутове прискорення. Цей критерій можливо використовувати для оцінки керованості мобільної машини на перехідних режимах руху. Вибір вказаного критерію обумовлений тим, що прискорення виникає у результаті появи силового керуючого фактора(сили або моменту). Залежність прискорення від силового впливу, яке його викликає – прямолінійна. Через таку залежність випливає висновок, чим більше сила, тим більше прискорення з яким починає рухатись мобільний сільськогосподарський агрегат під час перехідного процесу(розгін, або гальмування).

Рівняння динаміки поступального руху мобільної машини має вигляд[12]

$$m_T \cdot \dot{V}_T(V) = P_{тяг} - P_{кр}(V) - m_T g\left[f(V) + f_{тр}(V)\right], \tag{9}$$

де: m_T – загальна маса трактора;

$\dot{V}_T$ – прискорення трактора;

$P_{тяг}$ – тягове зусилля на ведучих колесах, умовно визначене для випадку відсутності втрат енергії в трансмісії;

$P_{лр}(V)$ – функція зміни зусилля на крюку від швидкості руху;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81\ ^{м}/_{с^2}$;

$f(V)$ – функція зміни коефіцієнта опору коченню коліс трактора від швидкості;

$f_{тр}(V)$ – умовне збільшення коефіцієнта опору кочення коліс трактора за рахунок приведеного до коліс опору в трансмісії і порушення геометрії ходової частини машини.

Після проведення перетворень і представлення складових рівняння у вигляді парціальних прискорень. По тому рівняння (9) можна записати у вигляді суми парціальних прискорень

$$\dot{V}_T(V) = \dot{V}_T^{cb.p}(V) + \dot{V}_T^{kp}(V) + \dot{V}_T^{f}(V) \tag{10}$$

При проведенні експериментальних досліджень і наявності вимірювального комплексу, який забезпечує реєстрацію і обробку поздовжніх лінійних прискорень і швидкостей трактора, визначення парціальних прискорень можна здійснити при вільному вибігу МТА і вільному вибігу одиничного трактора.

При вільному вибігу одиничного трактора. Справедливе співвідношення

$$\dot{V}_T^{ВИБ}(V) = \dot{V}_{MTA}^{f} < 0. \tag{11}$$

При вибігу машино-тракторного агрегата рівняння (10) перетвориться до вигляду

$$\dot{V}_T(V) = \dot{V}_T^{ВИБ} = \dot{V}_T^{KP}(V) + \dot{V}_T^{f}(V) < 0. \tag{12}$$

Звідси визначимо

$$\dot{V}_T^{KP}(V) = \dot{V}_T^{ВИБ}(V) - \dot{V}_T^{f}(V) = \dot{V}_T^{ВИБ}(V) + g[f(V) + f_{тр}(V)]. \tag{13}$$

З урахуванням перетворень визначимо залежність зусилля на крюку від швидкості.

$$\frac{P_{кр}(V)}{m_T} = -\dot{V}_T^{ВИБ}(V) + \dot{V}_T^{f}(V). \tag{14}$$

Потужність на крюку також може бути визначено із (14)

$$N_{кр}(V) = P_{кр}V_T = m_T V_T[\dot{V}_T^{f}(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)]. \tag{15}$$

Якщо маємо значення тягової сили на ведучих колесах без урахування витрат на тертя у трансмісії, то з'являється можливість визначити ефективну потужність двигуна

$$Ne(V) = P_{тяг}V_T = m_T V_T[\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)], \tag{16}$$

де: V_T і $\dot{V}_T(V)$ – поточні значення лінійних швидкостей і прискорень мобільної машини, що вимірюються в процесі випробувань із шагом часу Δt.

Після визначення необхідної потужності на крюку і ефективної потужності двигуна, розрахуємо тяговий ККД трактора

$$\eta_T = \frac{N_{кр}(V)}{Ne(V)} = \frac{\dot{V}_T^{f}(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)}{\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)}. \tag{17}$$

Після підстановки (15),(16), (17) у рівняння (8) запишемо залежність продуктивності як

$$W_T = 0{,}36\, m_T V_T [\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)] \frac{\dot{V}_T^f(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)}{\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{ВИБ}(V)} \xi_N \tau \frac{1}{k}. \qquad (18)$$

Продуктивність є одним з основних чинників за якими оцінюється ефективність функціонування мобільних сільськогосподарських агрегатів і тому запропонований метод розрахунку є спробою показати, як можна розрахувати продуктивність агрегату у даний момент часу через зміну швидкості руху в період перехідного процесу до усталеного режиму роботи.

Висновок Використання методу парціальних прискорень дозволяє відслідкувати через зміну прискорень, як впливатиме динаміка сільськогосподарського агрегату на його продуктивність. Визначені в процесі вимірювань параметри можуть бути також діагностичними, якщо відслідкувати динаміку їх зміни в процесі довгострокового напрацювання. Наведений приклад застосування вказаного метода, дозволяє спростити і прискорити проведення по крокових досліджень тракторів, а також – здійснювати діагностику його технічного стану.

Список використаних джерел

1. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и оборудования / П.М.Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике, т.2. – М.: Сельхозгиз, 1954. – 64 с.
2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику./П.М. Василенко – Киев.: Сільгоспосвіта, 1996. – 251 с.
3. Погорілий Л.В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л.В. Погорілий, В.Г. Євтенко. – К.: Фенікс. 2005. – 184 с.
4. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусев И.И., Надыкто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом./Г.М. Кутьков, Е.В. Габай, В.И.Калиновский, И.И. Кандрусев, В.Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, № 3 С. 21 – 23.
5. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств. / Г.М. Кутьков Учеб. Пособие. – М.: Изд-во МИИСП, 1993. – 151 с.
6. Завалишин Ф.С., Мацнев М.Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства / Ф.С.Завалишин, М.Г.Мацнев – М.: Колос, 1982. 231с.
7. Кацыгин В.В. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин – Минск: Наука и техника, 1982. – 197с.
8. Ксеневич И.П. Об экономических аспектах обоснования типажа

сельскохозяйственных тракторов / И.П.Ксеневич //Тракторы и сельхозмашины. – 1985. - №5. – С. 20 – 25.
9. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. / Л.Е. Агеев - Л.: Колос. Ленингр, отд-ние, 1978. - 296 с.
10. Кычев В.Н. Проблемы и пути реализации потенциальных возможностей машинно-тракторных агрегатов при увеличении энергонасыщенности тракторов. / В.Н. Кычев – Челябинск, 1989. 83с.
11. Динамика автомобиля /Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В./ под ред Подригало М.А.. – Харьков.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424с.
12. Артёмов Н.П. Метод парциальных ускорений и его применение при исследовании динамики мобильных машин / Н.П.Артёмов, А.Т. Лебедев, О.П.Алексеев, В.П.Волков, М.А.Подригало, А.С.Полянский: // Тракторы и сельхозмашины. 2011, № 1. С

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ НА ДИНАМИКУ , ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ФУНКЦИОНАЛЬНУЮ СТАБИЛЬНОСТЬ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Артёмов Н.

В работе рассмотрены тягово-энергетические показатели в работе мобильных энергетических агрегатов и влияние динамики сельськохозяйственных машин на производительность и функциональную стабильность.

Abstract

INFLUENCE OF EXTERNAL FACTORS ON DYNAMICS, PRODUCTIVITY AND THE FUNCTIONAL STABILITY OF MOBILE MACHINES

N. Artiomov

In work traction-power indicators in work of mobile power units and dynamics influence agriculture machines on the productivity and functional stability are examined.

УДК631.2.072.3.82

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА РАБОТУ ТРАКТОРА

Шушляпин С.В., к.т.н., доц., Щербак Е.Л., магистр; Курилко Д.П., магистр

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Приведены факторы и основные причины нарушения температурного режима работы гидропривода коробки изменения скорости движения трактора и следствия этих нарушений.

На тракторах широко применяются различные по своему функциональному назначению гидроприводы, изменение динамических характеристик которых в процессе эксплуатации приводит к нарушению их работоспособности. Наиболее сложным гидроприводом трактора является гидропривод трансмиссии гусеничных тракторов с разделением потока мощности по бортам (рис. 1).

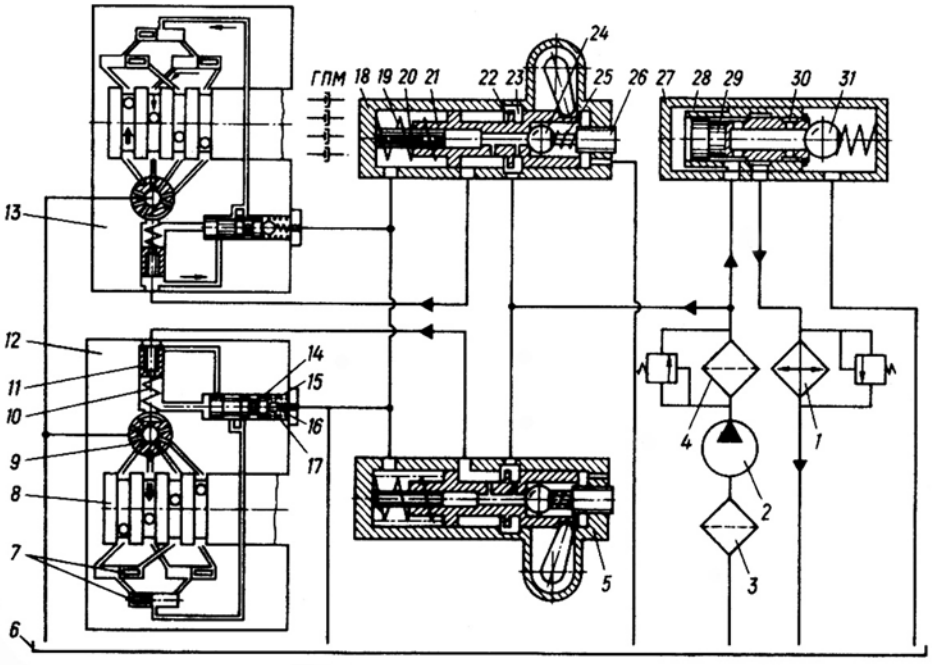


Рис. 1 – Безаккумуляторная гидравлическая система коробки передач трактора Т-150.

Безаккумуляторная гидравлическая система коробки передач трактора Т-150 состоит из заборного фильтра, масляного насоса, фильтра тонкой очистки, перепускного клапана, двух управляемых клапанов плавного сброса давления, двух распределителей переключения передач, перебросных клапанов на каждый борт, двух делителей потока, двух клапанов отсечки.

Масляный насос 2 (рис. 1) засасывает масло из картера коробки передач через заборный фильтр 3. Обе секции насоса работают как односекционный

насос с двойной производительностью. Масло из нагнетательной полости насоса направляется к фильтру тонкой очистки 4, затем подводится к перепускному клапану 27 и к клапанам 5 и 18 плавного сброса давления. Если на эти клапаны не действует рулевое колесо, то масло свободно подходит к правому 13 и левому 12 распределителю переключения передач и направляется через золотник распределителя 9 в гидроцилиндры гидроподжимных муфт выбранных передач. При повороте рулевого колеса клапан плавного сброса давления 5 или 18 золотником 21 отключает борт, который отключается от нагнетательной магистрали, и происходит поворот со свободным радиусом. Поворот с двумя активными гусеницами возможен лишь при включении разноименных передач на бортах. После заполнения всех каналов и включения гидроподжимных муфт избыточное масло поступает через перепускной клапан 27 в радиатор 1 и в бак 6 для охлаждения, а затем возвращается в картер коробки передач.

В корпусах распределителей переключения передач находятся делители потока 11 и золотник отсечки 14.

При установившемся режиме включенной передачи делитель потока под действием пружины 10 перекрывает канал подпитки. Канал подпитки перекрывается еще раз золотником отсечки 14, положение которого определяется давлением за дросселем делителя потока на входе в маслораспределительный золотник 9. Этот золотник направляет масло к проточкам вторичного вала 8, которые соединены с гидроцилиндрами гидроподжимных муфт и перебросными клапанами 7. Положение перебросных клапанов определенное для каждой включенной передачи.

Заполнение гидроцилиндра гидроподжимной муфты происходит в момент переключения передач. Делитель потока и золотник отсечки смещаются с места и масло от насоса делится на два потока: большой поступает к включенной гидроподжимной муфте через дроссельное отверстие делителя потока и маслораспределительный золотник, меньший - в гидроподжимную муфту, которая выключается. Подпитка продолжается до заполнения маслом гидроцилиндра гидроподжимной муфты включаемой передачи. После заполнения под действием силы пружины 10 делитель потока 11, а золотник отсечки - под действием давления масла снова перекрывают канал подпитки. После того, как давление масла во включаемой гидроподжимной муфте станет больше, чем в выключаемой передаче, перебросные клапаны 7 займут положение, соответствующее включаемой передаче.

Давление подпитки поддерживается в пределах 0,45÷0,65 МПа (4,5-6,5 кгс/см2), т.е. ниже номинального, равного 1,0±1 МПа (10±1 кгс/см2), но достаточного для сжатия пакета дисков гидроподжимной муфты для передачи крутящего момента при переключении передач.

Величина давления подпитки характеризуется жесткостью пружины 16 шарикового клапана 17, соединенного с золотником отсечки. Рабочее давление в гидросистеме трансмиссии составляет 1,0±1 МПа (10±1 кгс/см2) при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1500-2100 об/мин и поддерживается

автоматически перепускным клапаном 27.

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150 предусматривает распределение момента двигателя ($M_Д$) между правым левым ($M_п, M_л$) бортами пропорционально передаточным отношениям шестерен первичного 1 и вторичного 2 валов (рис. 2).

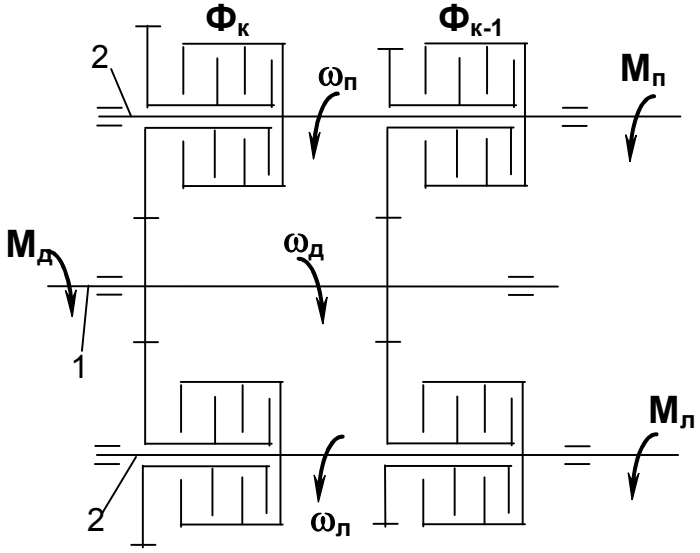


Рис. 2 – Кинематическая схема коробки передач трактора Т-150
(Фк, Фк-1 – фрикционные муфты).

В зависимости от давления жидкости в бустерах фрикционных муфт возможны следующие режимы роботы коробки передач:

- муфты $Ф_{к-1}$ и $Ф_к$ замкнуты и не буксуют;
- муфты $Ф_{к-1}$ и $Ф_к$ буксуют (отсутствует жесткая кинематическая связь между валами 1 и 2 правого борта).

Режим работы левого борта аналогичен режиму работы правого. Для примера рассмотрим работу правого борта трактора при условии буксования муфт $Ф_{к-1}$ и $Ф_к$. Такой режим работы является следствием пониженного давления жидкости в бустерах муфт. Работа трения фрикционных муфт при таком режиме определяется по зависимости [1]

$$W_\delta = \int_0^{t_\delta} M_{тр}(t)(\omega_1 - \omega_2)dt$$

Мощность буксования фрикционных муфт определяется по формуле:

$$P_\delta = M_{тр}(t)(\omega_1 - \omega_2)$$

Момент трения фрикционных муфт $M_{тр}$ определяется параметрами муфт и усилием сжатия дисков, которое зависит от давления рабочей жидкости

$$M_{тр} = \mu r_э Z P S_п$$

где: μ – коэффициент трения фрикционных дисков;

$r_э$ – радиус действия силы трения, эквивалентной действию всех элементарных сил трения на площади контакта фрикционной пары;

Z – количество пар трения;

$S_п$ – площадь поршня бустера.

Средняя объемная температура нагрева дисков гидроподжимных муфт за время их включения определяется по известным зависимостям [2]

$$T = T_0 + \frac{W_\delta}{K_\lambda \cdot c \cdot \rho \cdot b \cdot A_ф \cdot Z}$$

где: T_0 – начальная температура дисков гидроподжимных муфт;

c, ρ – удельная теплоемкость и плотность материала дисков;

$A_ф$ – площадь трения.

Муфты собраны из дисков изготовленных из стали 65Г с допустимой температурой нагрева $T_{ст}$=300С^0 и дисков с фрикционными накладками из порошкового материала с допустимой температурой нагрева $T_{мк}$ =250 – 250С^0.

По результатам исследований изменения величины давления рабочей жидкости были выполнены расчеты температурных режимов работы гидроподжимных муфт коробки передач трактора Т-150 при их включении и выключении. Результаты представлены на рис 3, 4.

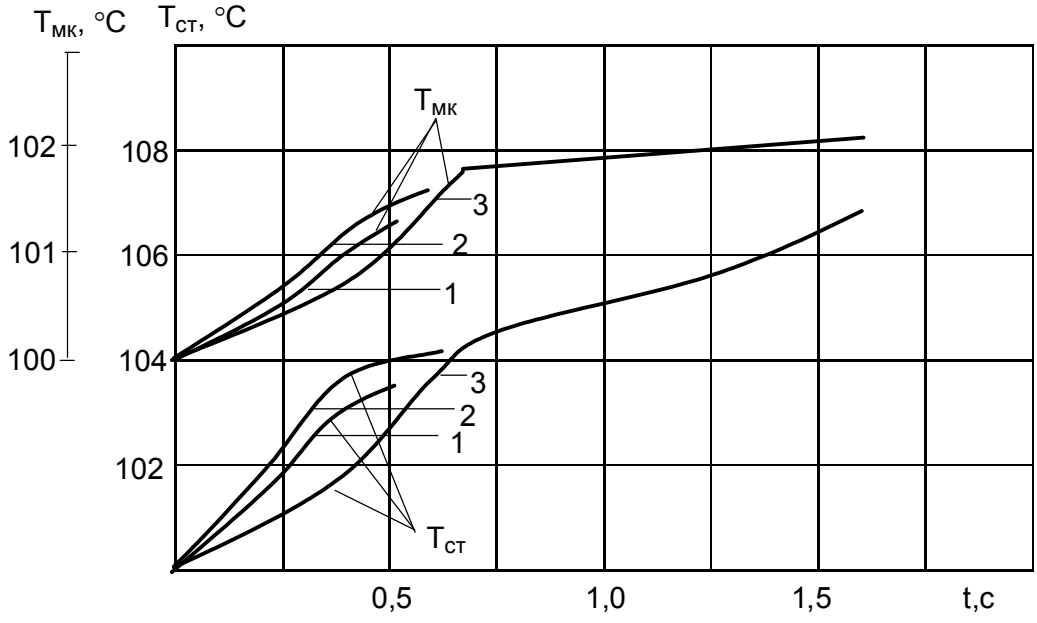


Рис. 3 – Изменение объемной температуры дисков гидроподжимных муфт стальных ($T_{ст}$), с металлокерамическими накладками ($T_{мк}$) в зависимости от продолжительности включения (t) и давления жидкости в бустере (1 – 1,0 МПа; 2 – 0,6 МПа; 3 – 0,2 МПа) при выполнении трактором Т-150 пахотных работ.

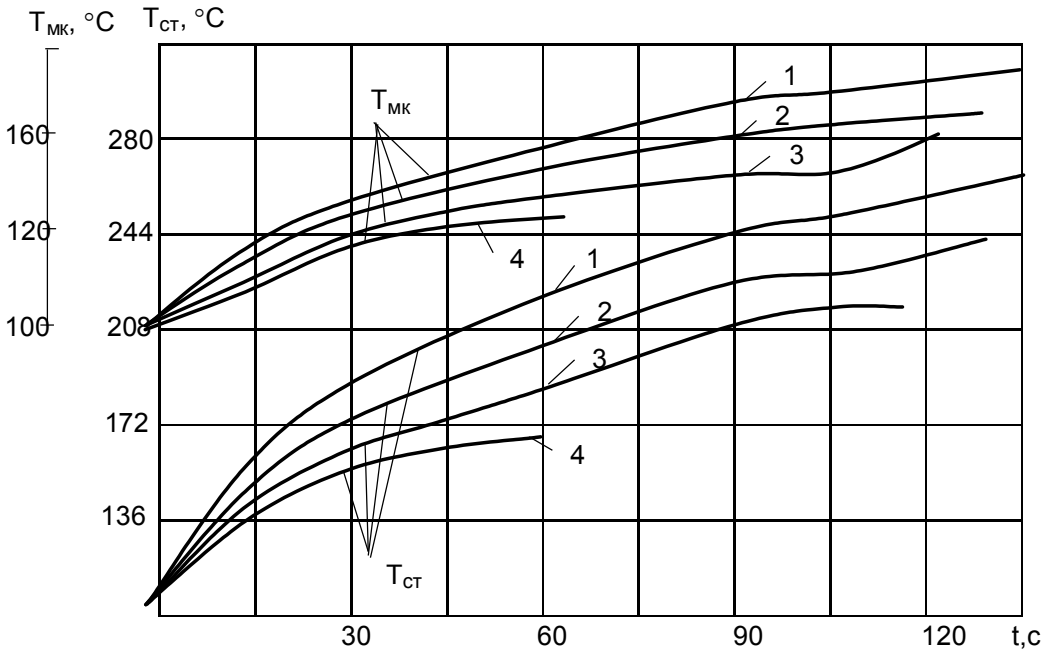


Рис. 4 – Изменение объемной температуры дисков гидроподжимных муфт стальных ($T_{ст}$), с металлокерамическими накладками ($T_{мк}$) в зависимости от продолжительности буксования (t_{δ}) и давления жидкости в бустере (1 – 0,2 МПа; 2 – 0,3 МПа; 3 – 0,4 МПа; 4 – 0,5 МПа).

Полученные изменения температуры дисков муфт при различных значениях давления показывает на значительный рост температуры при уменьшении давления в бустерах муфт. Работоспособное состояние коробки передач по длительности включения и по температурному режиму работы дисков поддерживается при давлении рабочей жидкости 0,6-1,0 МПа. При давлении жидкости 0,2 МПа отмечен резкий рост температуры нагрева дисков, что вызывает их коробление с последующим разрушением либо спеканием. Снижение рабочего давления жидкости приводит к нарушению движения трактора и легко контролируется по штатному прибору (манометру) установленному на приборной панели в кабине трактора.

При длительной эксплуатации трактора из-за износа гидроагрегатов гидропривода в муфтах возникает давление, которое не возможно обнаружить приборами контроля и которое приводит к возникновению буксования с последующим нарушением температурного режима работы,

Перечисленные факторы указывают на необходимость разработки как диагностических . так и встроенных систем и приборов контроля давления в муфтах коробки передач . что позволит увеличить срок безотказной работы непосредственно коробки передач и трактора в целом.

Список использованной источников

1. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости // Е.Е. Александров, В.Б. Самородов и др. Бесступенчатые трансмиссии: расчет

и основы проектирования / Под общ.ред. Е.Е. Александрова. – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с.
2. Александров Е.Е., Самородов В.Б. Новый подход к технологии синтеза кинематических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий // Високі технології в машинобудуванні. Зб.наук.пр. ХДПУ. – Харків, 1999. – С. 312-314.

Анотація

ВПЛИВ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ГІДРОПРИВОДУ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА РОБОТУ ТРАКТОРА

Шушляпін С., Щербак Є., Курилко Д.

Приведені фактори та основні причини порушення температурного режиму роботи гідроприводу коробки зміни швидкості руху трактора та наслідки цих порушень.

Abstract

EFFECT OF CHANGE IN TEMPERATURE OF HYDRAULIC DRIVE GEAR TO WORK THE TRACTOR

S. Shushlyapin, E. Sherbak, D.Kurilko

Shows the factors and underlying causes of violations of the temperature regime of hydraulic motive box change the speed of the tractor and the consequences of these violations.

УДК 629.114.2.01

БАЛАНС МОЩНОСТИ И КПД ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПРИВОДОМ ОТ ВОМ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬХОЗМАШИН

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф., Шевченко И.А., к.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Кот А.В., м.н.с.

Харьковский филиал УкрНИИПВТ имени Л. Погорелого

Обоснованы методические основы оценки КПД тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин.

Постановка проблемы. Переход тракторной энергетики к тягово-энергетической концепции предусматривает для привода активных органов сельхозмашин применение одного, двух и т.д. валов отбора мощности (ВОМ),

передающих до 90 % мощности двигателя. В связи с этим оценка энергетических показателей тракторных агрегатов с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин при выполнении различных технологических операций являются актуальной задачей для механизации сельскохозяйственного производства.

Анализ последних исследований и публикаций. Баланс мощности тракторного агрегата предусматривает оценку соотношения мощности двигателя и ее затрат на передвижение тракторного агрегата, в агрегатах трактора, а также на привод от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин [1].

Оценка тягово-сцепных свойств трактора прозводится по его тяговому КПД, который согласно работе [2] $\eta_y = N_{тм} / N_{ем}$ и в соответствии с работой [3]

$$\eta_m = N_m / N_e \quad ,$$

где: $N_{тм}, N_{ем}$ – максимальная тяговая мощность трактора и максимальная мощность двигателя;

N_m, N_e – тяговая мощность трактора и соответствующая мощность двигателя при различном крюковом усилии.

Величины η_y *и* η_m не эквивалентны и отражают соответственно потенциальные тяговые возможности трактора (условный тяговый КПД) и тяговые свойства при определенном крюковом усилии (тяговый КПД). Недопустимость отождествления η_y *и* η_m объясняется тем, что при механической ступенчатой коробке передач невозможно полностью реализовать тягово-сцепные и мощностные качества трактора.

При учете потерь энергии в трансмиссии и на передвжение трактора тяговый КПД оценивается по зависимости [1]:

$$\eta_m = \eta_{тр}\eta_г\eta_б\eta_{\text{f}} = \eta_{тр}\eta_f(1-\delta)\frac{\varphi_{кр}}{\text{f}+\varphi_{\text{кр}}}, \qquad (1)$$

где: $\eta_{тр}, \eta_г, \eta_б, \eta_{\text{f}}$ – КПД, учитывающий потери в трансмиссии, в ходовой части, потери скорости (буксование) и на формировании колеи;

δ – буксование; $\varphi_{кр} = F_{кр} / G$ - коэффициент использования сцепного веса

$G = mg$ на крюке;

$F_{кр}$ – крюковое сопротивление;

f – коэффициент сопротивления перекатыванию;

m – масса трактора.

Тяговый КПД, рассчитанный по формуле (1), приемлем для оценки тягово-сцепных свойств трактора без учета возможности привода от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин.

Цель исследования – оценить влияние привода от ВОМ активных

рабочих органов сельхозмашин на баланс мощности и КПД тракторного агрегата.

Результаты исследования. Уравнение мощностного баланса тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин, связывающее мощность двигателя (N_e) с ее затратами ($\Sigma N_з$), имеет следующий вид:

$$N_e = \Sigma N_з = N_п + N_б + N_м + N_т + N_{ВОМ}, \quad (2)$$

где: $N_п$ – потери мощности на передвижение (перекатывание) трактора;

$N_б$ – потери мощности на буксование движителей;

$N_м$ – потери мощности в трансмиссии привода ведущих колес (движителей) трактора;

$N_т$ – тяговая мощность на крюке трактора;

$N_{ВОМ}$ – мощность, потребляемая рабочими органами сельскохозяйственной машины от ВОМ трактора.

Процентные соотношения мощностей $N_п$, $N_б$, $N_м$, $N_{ВОМ}$ от N_e, полученные в результате обработки экспериментальных данных энергетической оценки тракторных агрегатов, приведены в таблице [4].

Из таблицы следует, что в машинно-тракторных агрегатах потребляемая рабочими органами и транспортирующими устройствами через ВОМ трактора мощность изменяется в пределах 1,5…91% N_e. Для таких машин как сеялки и сажалки незначительное потребление мощности от ВОМ трактора объясняется низкой энергоемкостью машины. Кроме того, основные рабочие органы приводятся в движение от приводного или ходового колеса, в составе машины преобладают пассивные рабочие органы. Тяговая мощность этих машин доходит до 58%. Особенно большую мощность через ВОМ трактора потребляют уборочные (46…82% N_e) и ротационные почвообрабатывающие (35…91% N_e) машины.

При уменьшении числа пассивных рабочих органов в мобильных уборочных машинах (картофелеуборочных, комбайнах, комбинированных почвообрабатывающих, силосоуборочных машинах и т.д.) и увеличении числа активных вращающихся и поступательно-движущихся рабочих органов возрастает мощность, потребляемая через ВОМ трактора, и уменьшается тяговая мощность.

Потеря мощности машинно-тракторного агрегата на передвижение $N_п$ колеблется в пределах 27…40% N_e, а в трансмиссии и приводе ВОМ трактора 2…14% N_e и на буксование – 0,1…8% N_e.

Сущность определения КПД тракторного агрегата по мощностному балансу сводится к представлению его в виде отношения мощности полезно затраченной (на выходном звене, т.е. $N_т$, $N_{ВОМ}$) к мощности движущихся сил (на входном звене, т.е. N_e) (рис. 1)

Таблица – Мощностной баланс показателей тракторных агрегатов с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельскохозяйственных машин

Название и марка машины	Марка агрегатируемого трактора	Составные части эффективной мощности двигателя $N_э$ в % (10 20 30 40 50 60 70 80 90)
Четырехрядная картофелесажалка СКС-4	Т-150	1,5 | 53 | 27 | 11,5 | 7
Сеялка-разбрасыватель туковая ССТ-10	МТЗ-80 / 82	2,5 | 58,5 | 22 | 9 | 8 ($N_м$, $N_б$)
Картофелесажалка СН-4Б	МТЗ-80 / 82	3 | 51 | 25 | 13 | 8
Разбрасыватель удобрений РУМ-8	ХТЗ-150К	15 | 50 | 19 | 13 | 3
Разбрасыватель удобрений РУМ-12	К-701	18 | 40 (N_m) | 26 | 11 | 5 (N_n)
Бурякоуборочный комбайн КСТ-3А	Т-150	24 | 39 | 25 | 11 | 1
Разбрасыватель удобрений КСО-9	ХТЗ-120 / 160	27 | 35 | 23 | 11 | 4
Фрезерный культиватор КФ-5,4	МТЗ-80 / 82	35 | 31 | 20 | 10 | 4
Луковый копатель ЛКГ-1,4	МТЗ-80 / 82	35 | 40 | 14 | 8 | 3
Силосоуборочный комбайн КСС-2,6	ХТЗ-120 / 160	38 ($N_{ВОМ}$) | 41 | 10 | 8 | 3
Капустоуборочный комбайн МСК-1	МТЗ-80 / 82	45 | 23 | 18 | 11 | 3
Картофелекопатель КСТ-1,4	МТЗ-80 / 82	46 | 24 | 17 | 10 | 3
Картофелекопатель КТН-2Б	МТЗ-80 / 82	46 | 29 | 13 | 10 | 2
Льноуборочный комбайн ЛКВ-4Т	МТЗ-80 / 82	49 | 20 | 20 | 9 | 2
Ботвоуборочная машина БМ-6А	МТЗ-80 / 82	50 | 17 | 23 | 8 | 2
Картофелеуборочная машина УКВ-2	МТЗ-80 / 82	55 | 22 | 9 | 11 | 3
Плуг ротационный ПР-2,7	ХТЗ-150К	64 | 24 | 4 | 7 | 1
Фреза болотная ФБК-2	Т-150	91 | 2 | 5 | 1,9 | 0,1

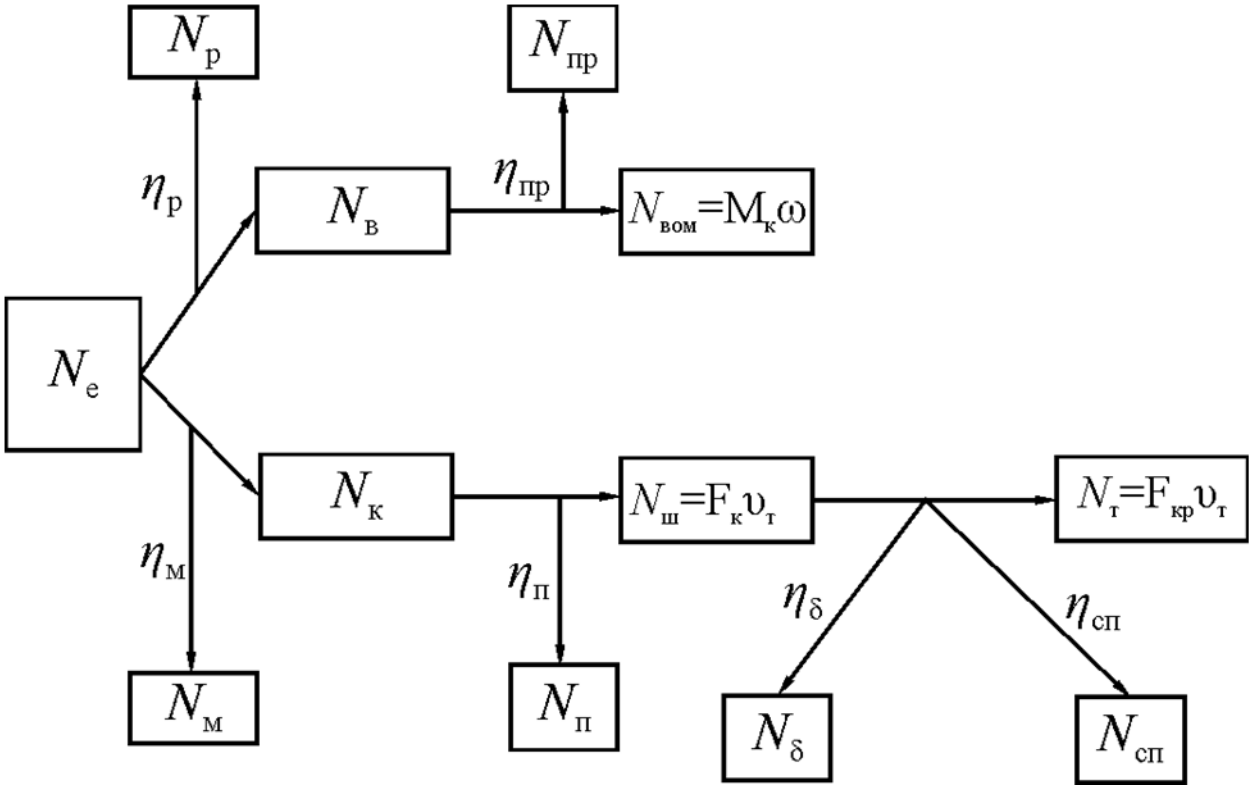


Рис. 1 – Структурная схема потока мощностей тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин.

В соответствии с данной структурной схемой эффективная мощность двигателя N_e передается через трансмиссию на ведущие колеса трактора и через ВОМ на активные рабочие органы сельхозмашин. В трансмиссии возникают потери мощности $N_м$, оцениваемые КПД $\eta_м$. Часть мощности $N_к$ на ведущих колесах расходуется на преодоление сопротивления перекатыванию трактора $N_п$, оцениваемой КПД $\eta_п$. Полученная после этого мощность $N_ш$ на шинах ведущих колес расходуется на буксование $N_б$, оцениваемой КПД $\eta_б$, и образование колей $N_{сп}$, оцениваемой КПД $\eta_{сп}$, а также на полезную тяговую мощность $N_т$, определяемой силой тяги на крюке $F_к$ и скоростью $\vartheta_т$ трактора.

При передаче мощности через ВОМ $N_в$ к активным рабочим органам сельхозмашин $N_{вом}$, определяемой крутящим моментом $M_к$ и угловой скоростью $\omega_в$ выходного вала привода, учитываются потери мощности в редукторе ВОМ трактора $N_р$, оцениваемыми КПД $\eta_р$, и приводе $N_{пр}$, оцениваемыми КПД $\eta_{ПР}$.

При анализе мощностного баланса тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин обычно затраты мощности на образование колеи $N_{сп}$ относят к сопротивлению перекатыванию $N_п$, а потери мощности в редукторе ВОМ трактора $N_в$ и приводе $N_{пр}$ оцениваются КПД привода $\eta_{вом}$.

На основании структурной схемы потока мощностей тракторного агрегата (см. рис. 1) можно записать следующие уравнения КПД отдельных ее звеньев:

$$\eta_M = \frac{N_K}{N_e} = \frac{N_e - N_M}{N_e} = 1 - \frac{N_M}{N_e};$$

$$\eta_П = \frac{N_Ш}{N_K} = \frac{N_K - N_П}{N_K} = 1 - \frac{N_П}{N_K};$$

$$\eta_\delta = \frac{N_Ш - N_S}{N_Ш} = 1 - \frac{N_\delta}{N_Ш}; \qquad (2)$$

$$\eta_T = \frac{N_T - N_Ш}{N_T} = 1 - \frac{N_Ш}{N_T};$$

$$\eta_{ВОМ} = \frac{N_{ВОМ}}{N_e} = \frac{N_e - (N_P + N_{пр})}{N_e} = 1 - \frac{N_{P+}N_{пр}}{N_e};$$

При установившемся движении тракторного агрегата на горизонтальной поверхности с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин общий КПД агрегата (η) и тяговый трактора (η_m) определяются по зависимостям

$$\eta = \frac{N_T + N_{ВОМ}}{N_e},\ \eta_т = \frac{N_T}{N_e - N_{ВОМ}}, \qquad (3)$$

Структурная схема потока мощностей тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов (см. рис. 1) включает как последовательное, так и параллельное включение звеньев. При последовательном соединении звеньев, например при передаче мощности к ведущим колесам трактора, характеризуемой передаваемой мощностью N_e, $N_к$, $N_ш$ и $N_т$, справедливо $N_e > N_к > N_ш > N_т$. В этом случае входная мощность каждого последующего звена трактора может быть принята полезной для предыдущего и КПД трактора запишется в виде:

$$\eta_m = \eta_м \cdot \eta_п \cdot \eta_б \qquad (4)$$

При параллельном соединении звеньев тракторного агрегата, характерном при отборе мощности через ВОМ на привод активных рабочих органов, поток мощности распределяется между потребителями и КПД агрегата определяется по зависимости:

$$\eta_a = \eta_1 a_1 + \eta_2 a_2, ..., \eta_к a_к, \qquad (5)$$

где: $a_1, a_2, ... a_к$ – коэффициенты распределения мощности между потребителями.

При последовательно-параллельном соединении звеньев структурной схемы тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин (см. рис. 1) она может быть преобразована к виду (рис. 2).

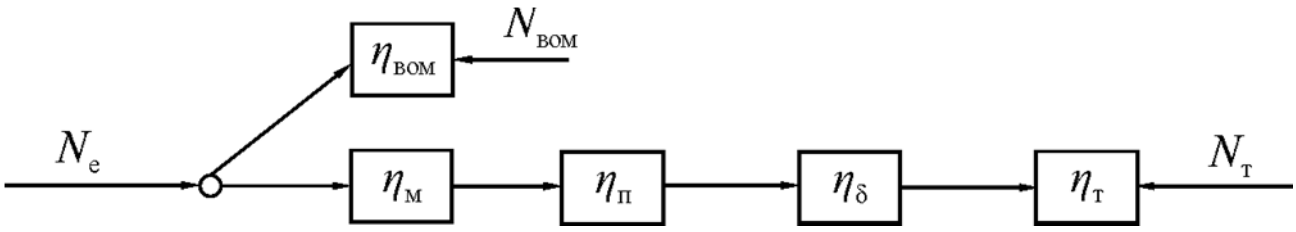


Рис. 2 – Структурная схема тракторного агрегата при последовательно-параллельном соединении звеньев.

Для данной структурной схемы общий КПД тракторного агрегата определяется по формуле:

$$\eta = \frac{N_т + N_{ВОМ}}{\frac{N_т}{\eta_м \eta_п \eta_б \eta_т} + \frac{N_{ВОМ}}{\eta_{ВОМ}}} \quad (6)$$

Пример 1. Для трактора ХТЗ-150К-09 (двигатель ЯМЗ-236Д-3) определить общий КПД при агрегатировании с разбрасывателем удобрений РУМ-8 и с плугом ротационным ПР-2,7.

Исходные данные определяются по таблице мощностного баланса:

агрегат ХТЗ-150К-09+РУМ-8: N_e-175 л.с.; $N_м$-22,7 л.с.; $N_п$-33,2 л.с.; $N_б$-5,2 л.с.; $N_т$-87,5 л.с.; $N_{ВОМ}$-26,2 л.с.;

агрегат ХТЗ-150К-09+ПР-2,7: N_e-175 л.с.; $N_м$-12,2 л.с.; $N_п$-7,0 л.с.; $N_б$-1,7 л.с.; $N_Т$-42,0 л.с.; $N_{ВОМ}$-112,0 л.с.

Расчет КПД отдельных звеньев выполняется по формулам (2):

агрегат ХТЗ-150К-09+РУМ-8: $\eta_м$-0,87, $\eta_п$-0,81, $\eta_б$-0,97, $\eta_т$-0,50, $\eta_{ВОМ}$-0,85;

агрегат ХТЗ-150К-09+ ПР-2,7: $\eta_м$-0,93, $\eta_п$-0,96, $\eta_б$-0,99, $\eta_т$-0,76, $\eta_{ВОМ}$-0,36.

Расчет общего КПД тракторного агрегата выполняется по формуле (6):

агрегат ХТЗ-150К-09+РУМ-8:

$$\eta = \frac{87,5 + 26,2}{\frac{87,5}{0,87 \cdot 0,81 \cdot 0,97 \cdot 0,50} + \frac{26,2}{0,85}} = 0,39$$

агрегат ХТЗ-150К-09+ ПР-2,7:

$$\eta = \frac{42,0 + 112,0}{\frac{42,0}{0,93 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,76} + \frac{112,0}{0,36}} = 0,41$$

Пример 2. Для трактора МТЗ-80 (двигатель Д-240) определить общий КПД при агрегатировании с картофелесажалкой СН-4Б и картофелеуборочной машиной УКВ-2.

Исходные данные определяются по таблице мощностного баланса. Расчет выполняется по аналогии с примером 1.

Результаты расчета:

агрегат МТЗ-80+ СН-4Б:

$$\eta = \frac{40,8 + 2,4}{\frac{40,8}{0,87 \cdot 0,75 \cdot 0,92 \cdot 0,49} + \frac{2,4}{0,97}} = 0,30$$

агрегат МТЗ-80+ УКВ-2:

$$\eta = \frac{17,6 + 44,0}{\frac{17,6}{0,92 \cdot 0,71 \cdot 0,97 \cdot 0,78} + \frac{44,0}{0,45}} = 0,49$$

Выводы. При повышении мощности, передаваемый через ВОМ на привод активных рабочих органов сельхозмашин, общий КПД тракторного агрегата возрастает.

Список использованных источников

1. Тракторы. Теория / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Бойко Н.Н. Полевые испытания тракторов / В кН.: Методика лабораторно-полевых испытаний тракторов и тракторных агрегатов. – М.: ВИМЭ, 1939. – С. 14-21.
3. Львов Е.Д. Теория трактора. – М.: Машгиз, 1952. – 234 с.
4. Флик В.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

Анотація

БАЛАНС ПОТУЖНОСТІ І ККД ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З ПРИВОДОМ ВІД ВВП АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬГОСПМАШИН

Лебедєв А., Шевченко І., Кот О.

Обгрунтовані методичні основи оцінки ККД тракторного агрегату з приводом від ВВП активних робочих органів сільгоспмашин.

Abstract

BALANCE OF POWER AND EFFICIENCY OF TRACTOR AGGREGATE WITH A DRIVE FROM PTO OF ACTIVE WORKINGS ORGANS OF AGRICULTURAL MACHINES

A. Lebedev, I. Shevchenko, A. Kot

Methodical bases of estimation of efficiency of tractor aggregate are grounded with a drive from PTO of active workings organs of agricultural machines.

УДК 629.113

ОБГРУНТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СИЛОВОГО МОДУЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ.

Ткаченко Д.І. к.т.н., доц., Доценко М.Г. к.т.н., доц.,
Діщенко А.А. інж., Колєснік І.В., Кухаренко В.А. маг.,
Гайдаш С.Г, Проценко С.М. студ.
Харківський національній технічний університет ім. Петра Василенко

В статті розглянуто питання впливу перевозимого в платформі вантажу на ККД агрегату.

Вступ. В агропромисловому комплексі Україні з кожним роком збільшується кількість малих селянських господарств. Тільки в Харківський області зареєстровано більше 1000 таких господарств. Всього ж в Україні подібних господарств близько 32 тисяч особистих підсобних господарств досягає 66-70 %, пояснюється недостатнім розвитком та дороговизною енергетичних засобів малої механізації. До енергетичних засобів малої механізації (ЕЗММ) відносяться самохідні машини, як правило модульної компоновки, призначені для обробки мало контурних ділянок землі, роботи в обмежених умовах теплиць, вигульних майданчиках, прибирання тротуарів, заводських територій, будівництві і тому подібне [1]. Кожний ЕЗММ модульної компоновки по функціональним принципам побудови може бути розділено на дві характерні частини: енергетичну і технологічну.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Для досягнення ЕЗММ високої техніко-економічної ефективності і поліпшення якості виконання агрегатом технологічних операцій, енергетичну частину (силовий модуль) відокремлюють від технологічної і роблять універсальною [2]. Технологічний модуль спеціалізують по видах виконуваних робіт, забезпечуючи при цьому можливість їх швидкого з'єднання. Проте повна реалізація потужності енерго-силового модуля ЕЗММ в умовах використання представляє вельми складне завдання [3].

Мета. Обгрунтування і розрахунок параметрів силового модуля малогабаритного транспортного агрегату.

Рішення задачі. В енергонасиченого силового модуля виникає розузгодження між його тяговими можливостями по двигуну і по зчепленню ведучих коліс з опорною поверхнею, яке виявляється при експлуатації мобільних засобів механізації в несприятливих польових умовах.

Як відомо, з умов можливості руху енергетичного засобу необхідно виконувати наступну нерівність [4]:

$$P_к \geq P_{кφ} \geq \Sigma P_c \,,$$

де $P_к$ – величина дотичної сили тяги по двигуну.

$$P_к = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_p},$$

тут: M_e – крутний момент двигуна;
$i_{тр}$ – передаточне число трансмісії;
$\eta_{тр}$ – ККД трасмісії;
r_p – плече прикладання $P_к$ (силовий радіус колеса);
$P_{кφ}$ – величина дотичної сили тяги по зепленню.

$$P_{кφ} = \varphi \cdot G_э,$$

тут: φ – коефіцієнт зчеплення рушія (колеса) з опорною поверхнею;
$G_э$ – сила ваги, що приходиться на ведучі колеса;
ΣP_c – сума всіх зовнішніх опорів. З відомого рівняння тягового балансу [5]:

$$P_к = P_{кр} + P_f + P_w \pm P_i \pm P_J, \quad (4)$$

$$\Sigma P_c = P_{kp} + P_f + P_w \pm P_i \pm P_J, \quad (5)$$

де: P_{kp} – сила тяги на гаку;
P_f – сила опору кочення;
P_w – сила опору повітря;
P_i – сила опору підйому;
P_J – сила інерції.

Аналіз чинників, що впливає на тягово-економічні характеристики мобільних машин показує, що для оптимізації роботи енергосилового агрегату необхідно забезпечити узгоджену роботу двигуна, передаточних чисел трансмісії і тягово-зчіпних якостей рушіїв. У зв'язку з цим виникає необхідність вивчення з метою оцінки їх впливу на ККД силового модуля $\eta_{см.}$

Цей взаємозв'язок доцільно розглядати, починаючи від ведучих коліс (тягових елементів ходової частини), які долають зовнішній опір при виконанні корисної роботи (корисної потужності).

Дослідження виконуємо за відомою методикою визначення ККД мобільних машин і агрегатів, розглядаючи рух агрегату по горизонтальній поверхні, як рівномірний.

Зважаючи на вище викладене, використаємо залежності, приведені в роботах [6] і [7] і отримаємо формулу для визначення повного ККД $\eta_{см}$ ведучих коліс силового модуля при виконанні транспортної операції.

$$\eta_{см} = \frac{\left(P_к - P_f - P_{fгг}\right) \cdot \upsilon}{M_к \cdot \omega_к} = (1 - \frac{\rho_к}{1 + \chi_к}) \cdot \frac{r_k}{r_p}, \quad (6)$$

де: P_k – дотична сила тяги модуля;
P_f – сила опору кочення модуля;

υ – поступальна швидкість руху;
$M_к$ – крутний момент, підведений до осі ведучих коліс;
ω – кутова швидкість колеса;
$r_к$ – кінематичний радіус колеса;
$r_р$ – силовий радіус колеса;
$\rho_к$ – коефіцієнт силових втрат,

$$\rho_к = \frac{P_f}{P_{k\varphi}} = \frac{f}{\varphi},$$

тут: f – коефіцієнт опору коченню;
φ – коефіцієнт зчеплення;
χ – коефіцієнт корисного вагового навантаження (корисне вагове навантаження на ведучі колеса),

$$\chi = \frac{G_{гр}}{G_k},$$

тут: $G_{гр}$ – корисне вагове навантаження;
G_k – вагове навантаження на колеса модуля (без вантажу, що перевозиться).

З рівняння (6) видно, що наявності корисного вантажу, що перевозиться, ККД силового модуля $\eta_{см}$ зростає.

Розглянемо окремі випадки роботи ведучих коліс силового модуля.

Якщо χ =0, то:

$$\eta_{см} = (1 - \rho_k) \cdot \frac{r_k}{r_p} = \eta_{ТВК},$$

де: $\eta_{твк}$ – тяговий ККД ведучих коліс модуля;

Якщо $\varphi = f$, то

$$\eta_{см} = \frac{\chi}{1 + \chi} \cdot \frac{r_k}{r_p} = \eta_{ТВК},$$

де: $\eta_{твк}$ – перевізний (транспортний ККД).

Як видно, рівняння (6) є більш загальним в порівнянні з іншими відомими ККД. Аналогічним чином є можливість, отримати формулу для визначення повного ККД ходової системи $\eta_{хс}$,

$$\eta_{хс} = \frac{\left(P_{кхс} + P_{fхс} + P_{fгг}\right) \cdot \upsilon}{\sum M_{см} \cdot \omega_к} = \left(1 - \frac{\rho_{хс}}{1 + \chi_{хс}}\right) \cdot \frac{r_k}{r_p}, \qquad (7)$$

де: $P_{кхс}$ – сумарна дотична сила тяги ходової системи агрегату (залежить від колісної формули);
$P_{fхс}$ – сумарна сила опору кочення;
$P_{fгр}$ – сумарна додаткова сила опору коченню, що виникає спід дією вантажу, що перевозиться:
υ – поступальна швидкість агрегату;
$r_к$ – приведений (узагальнений) кінематичний радіус колеса;
$r_р$ – приведений (узагальнений) силовий радіус (можна з достатньою точністю прийняти за $r_р \approx r_д$ - динамічному);

$$\rho_{хс} = \frac{P_{fхс}}{P_{кхс}} = \frac{f_{хс}}{\lambda_{хс} \cdot \varphi_{хс}},$$

тут: $\rho_{хс}$ – приведений (узагальнений) коефіцієнт силових втрат;
f – приведений коефіцієнт опору коченню;
$\varphi_{хс}$ – приведений коефіцієнт зчеплення (коефіцієнт сили тяги);

$$\chi_{хс} = \frac{G_{гр}}{G_0},$$

тут: $\chi_{хс}$ – приведений коефіцієнт сумарного корисного вагового навантаження;
$G_{гр}$ – сумарне корисне вагове навантаження;
G_0 – сумарне вагове навантаження при відсутності вантажу, що перевозиться;

$$\lambda_{хс} = \frac{m_{сц}}{m_{агр}},$$

тут: $\lambda_{хс}$ – коефіцієнт зчіпної маси агрегату;
$m_{сц}$ – зчіпна маса агрегату;
$m_{агр}$ – повна маса агрегату.

Узагальнені параметри ходової системи агрегату можуть бути визначені, якщо відомі конструктивні і експлуатаційні параметри одинарних коліс.

З рівняння (7) видно, що ККД ходової системи (ведучих коліс) агрегату, як і силового модуля за наявності вантажу, що перевозиться, зростає.

Висновки

1. Ефективність роботи силового модуля і ходової системи мобільного агрегату доцільно оцінювати повним ККД, що враховує як тягові, так і вагові навантаження.

2. Для розрахунку повного ККД ведучих коліс і ходової системи рекомендується використовувати формули (6) і (7).

3. Між конструктивними і експлуатаційними параметрами ведучих коліс і ходової частини агрегату, є певні зв’язки, виражені формулами (1) і (2).

Список використаних джерел

1. Діщенко А.А., Зарічний А.А., Кухаренко В.А., Обґрунтування параметрів малогабаритного трактора класу 2Кн. Збірник доповідей міжвузівського студентського семінару «Тракторна енергетика»,- Харків.:2008.

2. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1992г. №2.

3. Ракитянский Д.Ю., Щербак А.А., и др. Розроботка универсальной блочно-модульной почвофрезы ФН-1,2. Матеріалі студентської науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК». Харків 2010.

4. Д.А. Чудаков. Основи теорії і розрахунку трактора і автомобіля. М.: «Колос», 1972.

5. Шалягин В.Н., Ткаченко Д.И. К вопросу внедрения эффективности работы самоходных машин и агрегатов в тяжелых полевых и дорожных условиях.- Повышение технико-экономических показателей агрегатов и систем энергонасыщенных тракторов. Сб. научных трудов МНИСП.- М.:1980.

6. Шалягин В.Н., Ткаченко Д.И. К вопросу определения радиусов, сопротивления качению и тягового КПД эластичного колеса.- Совершенствование сельськохозяйственных тракторов и автомобилей. Сб. научных трудов МНИСП.- М.:1979.

7. Шалягин В.Н., Ткаченко Д.И. Полный КПД мобильного энергетического средства. - Совершенствование сельськохозяйственных тракторов и автомобилей. Сб. научных трудов МНИСП, т. XV, вып. 4.-М.:1978.

Анотация

ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО МОДУЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА

Ткаченко Д.И., Доценко Н.Г., Дищенко А.А., Колесник И.В., Кухаренко В.А., Гайдаш С.Г, Проценко С.Н.

В статье на основании анализа исследований предлагается оценка работы транспортного агрегата полным КПД, что учитывает как тяговые так и весовые нагрузки

Annotation

GROUND AND CALCULATION OF PARAMETERS OF THE POWER MODULE OF A SMALL TRANSPORT AGGREGATE

D. Tkachenko, M. Docenko, A. Dischenko, I. Kolesnik, V. Kukharenko, S. Gaydash, S. Procenko

In the article on the basis of analysis of research it is offered to the robot of a transport aggregate to estimate complete KKD which takes into account the both hauling and gravimetric, loadings.

УДК 631.362

СКЛАДАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗРАХУНКУ ПІДВІСКИ СИДІННЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА Т - І50К

Лук'яненко В.М. к.т.н., доц., Жиліна О.О. ст. вик.,
Кісь В.М. к.т.н., Кузьміна К.С. студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Стаття присвячена складанню розрахункової моделі віброзахисної підвіски сидіння оператора трактора Т - 150К

Постановка проблеми. Тракторний агрегат, що складається з трактора Т-І50К і сільськогосподарського знаряддя, представляє складну просторову коливальну систему, що складається з різних мас, пов'язаних між собою пружними зв'язками. Теоретичні дослідження коливань такої системи представляють ряд труднощів. Виходячи з цього при розрахунку, зазвичай, приймається спрощена модель агрегату, вноситься ряд допущень, пов'язаних з можливістю аналітичного рішення системи диференціальних рівнянь, що описують коливання агрегату в русі.

Аналіз останніх досліджень показав, що багато авторів, вважаючи коливання в поперечній площині незначними [1 - 6], при розрахунку користуються плоскою моделлю тракторного агрегату або трактора, не враховуючи, крім того, пружні зв'язки в шарнірах, що сполучають дві напіврами трактора, тобто приймаючи остов трактора жорстким. Відомо, що зміни пружних і диссипативних сил в елементах ходової системи і підвіски мають, у більшості випадків, нелінійний характер. В той же час для можливості аналітичного рішення отриманої системи рівнянь приймається допущення про лінійну залежність пружних сил від прогинів, а сил опору від швидкостей. Крім того, приймається ще ряд допущень, що знижують точність розрахунків.

Мета. Метою є складання такої математичної моделі яка б враховувала пружні елементи.

Результати досліджень. Зважаючи на незалежність коливань трактора і сидіння з оператором [3] розрахунок віброзахисної підвіски сидіння оператора трактора Т - І50К можливо проводити незалежно від розрахунку трактора в цілому, використовуючи як збурюючу дію коливання в місці кріплення підвіски сидіння, отримані експериментальним шляхом.

Таке рішення дозволить спростити розрахунки, досліджувати нелінійні взаємодії в підвісці сидіння, підвищити точність і достовірність результатів розрахунку, оскільки на вхід коливальної системи подається сигнал, що описує дію, характерну для тракторів Т-150К при виконанні ними найбільш вібронавантажених робіт - транспортних і оранки.

Існуючі методи розрахунку [3, 7, 8] дозволяють в процесі синтезу знаходити оптимальні параметри систем віброізоляції, що забезпечують

мінімум середньоквадратичного прискорення при обмеженні відносного переміщення об'єкту, що віброізолюється для усього спектру вхідних збурень. Проте, як виходить з робіт [7 - 11], реалізувати ці параметри можливо лише в активних системах віброзахисту або пасивних з ускладненою структурою, що веде до підвищення вартості сидінь, зниження надійності, ускладнення технології виробництва підвісок. Тому в даній роботі вирішувалась задача зниження рівня низькочастотної вібрації на робочих місцях операторів тракторів Т-І50К до регламентованих [12] норм при виконанні ними робіт у відповідності з [13] шляхом заміни серійного сидіння сидінням, що забезпечує рішення цієї задачі.

Реалізація обраних раціональних параметрів здійснювалась шляхом комбінації в підвісці конструктивних елементів, що забезпечують ці параметри (пружин, елементів тертя і т.д.).

При розробці математичної моделі підвіски границі варіювання основних параметрів вибирались у відповідності з [14]:

− хід підвіски < 150 мм;

− власна частота сидіння з оператором $< 1{,}5$ Гц;

− сила опору вертикальному переміщенню < 100 Н.

Як видно з результатів досліджень спектрального складу коливань на полу кабіни трактора Т-І50К , проведених раніше, на вхід підвіски сидіння подається збуджуюча дія у вигляді вузькополосного (з точки зору характеру коливань) випадкового стаціонарного процесу з центральною частотою, що співпадає з власною частотою коливань остова трактора.

Для визначення способу завдання збурювальної дії в прийнятій моделі скористаємось методами відтворення випадкових вібрацій шляхом створення полігармонійного процесу, близького до випадкового [15, 16].

Вузькополосна вібрація характерна для коливальних систем з одним ступенем свободи, по своєму виду східна с гармонійною, тому її називають ще квазігармонійною [15, 16].

Моделювання квазігармонійних процесів звичайно здійснюється гармонійними коливаннями з амплітудою, рівною квадратному кореню з дисперсії [17]. Проте для більш повної імітації довільного процесу, характерного для трактора Т-І50К, вхідний сигнал моделюється бігармонійними коливаннями, при цьому похибка моделювання по функціям розподілення знижується в 5 разів [17]. Тому вхідні дії задаються у вигляді: гармонійного синусоїдального сигналу з частотою, рівною власній частоті трактора ($f_т$), бігармонійної дії з частотами гармонік рівними 2 Гц і 4 Гц - середньогеометричними частотами октавних діапазонів 1,4 ... 2,8 Гц і 2,8 ... 5,6 Гц. Крім того, проводиться розрахунок реакції підвіски на одиничний удар.

При розрахунку параметрів враховувався вплив таких факторів, як жорсткість (C_i), демпфування (k), сила сухого тертя (F_c), хід підвіски (S).

Враховуючи те, що однією з основних вимог до підвіски сидіння трактора Т-І50К є поєднання низької власної частоти з обмеженим динамічним ходом і наявністю пружних упорів для попередження жорстких ударів в моделі передбачена можливість використання пружного елементу з нелінійними

характеристиками. Так як досліджуються коливання в частотному діапазоні, границя якого нижче резонансу тіла людини, що сидить, остання в моделі приймається разом з сидінням як жорстка маса, що не вносить істотних похибок в результати розрахунку.

Найбільш характерним видом збудження для об'єкту, що віброізолюється (оператора) є кінематичне, тому в розрахунку розглядаються як абсолютні, так і відносні переміщення маси і основи.

Висновки. Отже для розрахунку приймається модель (рис. 1), що містить пружні елементи C_0 , C_1 і C_2, які включають в роботу при різному ході підвіски, масу m_p – що імітує сидячого оператора; гідравлічний демпфер k, елемент сухого тертя (F).

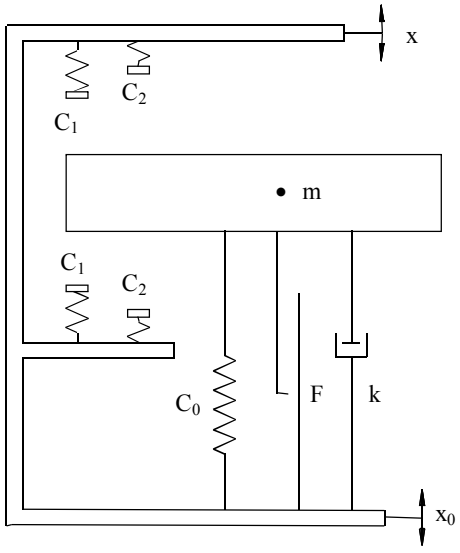


Рис. 1 – Розрахункова модель віброзахисної підвіски сидіння

Список використаних джерел:

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 300 с.
2. Анилович В.Я. Метод расчета колебаний скоростных тракторов при езде по неровностям. - Тракторы и сельхозмашины, 1963, № 12, С. 7 - 10, 1965, № 6, С. 15-18.
3. Бунин Н.И., Липская М.Э. Методы расчета низкочастотных колебаний рабочих мест колесных тракторов. Методика. - М.: ВНИИНМАШ, 1971. - 51 с.
4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. - М.: Машиностроение, 1973. - 280 с.
5. Антышев Н.М. Исследование плавности хода универсального колесного трактора: Автореф. ... дис. ... канд. техн. наук. М.: 1967. - 18 с.
6. Чернышев В.И. Обоснование параметров виброзащитных систем водителей мобильных сельскохозяйственных агрегатов. - Дис. ... канд. техн. наук. - Орел, 1984. - 211 с.
7. Розенберг Д.Е., Синев А.В., Степанов Ю.В. Оценка предельных

возможностей виброзащиты человека - оператора для некоторых схем подрессоривания тракторных сидений. - Изд. АН СССР Сер. Машиноведение, 1977, № 2, С. 34-40.
8. Маслов И.Т. Выбор характеристик подрессоривающей системы сиденья автомобиля при случайных нагрузках. - Автомобильная промышленность, 1976, № 9, С. 19-20.
9. Вибрации в технике/Справочник/. -М.: Машиностроение, 1978. Т.6, 456 с.
10. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. - М.: Машиностроение, 1980. - 297 с.
11. Синев А.В. Оптимальные спектральные плотности входных случайных воздействий для пассивных и активных виброзащитных систем. - Машиноведение, 1973, № 1, С. 14-20.
12. ГОСТ 12.2.019-86. ССБТ. Тракторы и машины самоходные, сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. Введен 01.01.77. - 20 с.
13. ГОСТ 12.2.002-91 "ССБП. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности". Введен 01.07.92. – 62 с.
14. ГОСТ 20062-96. Сиденье тракторное. - Взамен ГОСТ 20062-81, Введ. 01.01.83 - 11 с.
15. Божко А.Е. Воспроизведение вибраций. - К: Наукова думка, 1975. – 191 с.
16. Божко А.Е., Штейнвольф А.Л. Имитация случайных вибраций периодическим полигармоническим процессом. - Харьков, 1977, - 25 с. /Препринт/ АН УССР. Ин-т пробл. машиностроения; 48.
17. Расчеты и испытания на прочность. Метод моделирования случайных вибраций произвольным несимметричным законом распределения на испытательных стендах. - Методические рекомендации МР 51-82. М.: Госстандарт, ВНИИНМАШ, 1982. - 47 с.

Аннотация

СОСТАВЛЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА Т – 150К

Лукьяненко В.М., Жилина Е.А., Кись В.Н., Кузьмина Е.С.

Статья посвящена составлению расчетной модели виброзащитной подвески сиденья оператора трактора Т - I50К

Abstract

DRAFTING OF MATHEMATICAL MODEL OF CALCULATION OF PENDANT OF SEAT OPERATOR OF TRACTOR OF T – 150К

V. Lukyanenko, E. Zhilina, V. Kys, E. Kuzmina

The article is devoted to drafting of calculation model of oscillation protective pendant of seat of operator of tractor of T - I50К

УДК 621.891

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЛУНОЧНИХ ПОКРИТТІВ В УМОВАХ ГРАНИЧНОГО ТЕРТЯ

Марчук В.Є., к.т.н., доц. Радько О.В., к.т.н.
Національний авіаційний університет

Ляшенко Б.А., д.т.н, проф.
Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України

Градиський Ю.О., к.т.н, доц.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Досліджена зносостійкість луночних покриттів в умовах граничного тертя. Встановлено, що зносостійкість конструкційної сталі 30ХГСА з луночними покриттями у 1,9-3,1 рази вище, ніж зносостійкість цієї ж сталі без покриття. Зміцнення поверхні луночного покриття іонним азотуванням додатково збільшує зносостійкість майже у два рази. Досліджено структуру і фазовий склад луночних покриттів та мікротвердість поверхневих шарів

Постановка проблеми. В сучасному машинобудуванні задача покращення експлуатаційних властивостей матеріалів, що працюють в умовах тертя та зношування, значною мірою пов'язана з розробкою нових технологічних рішень щодо поверхневого зміцнення деталей. Найбільш гостро ця проблема стоїть в тих галузях, де в багатьох випадках традиційні матеріали і технології вичерпали свої можливості щодо покращення трибо технічних властивостей.

Одним з перспективних рішень, які можуть вирішити проблеми надійності і довговічності вузлів і механізмів в екстремальних умовах експлуатації, а також створити необхідні умови змащування при граничному терті є застосування дискретних поверхонь у вигляді луночних покриттів.

Аналіз останніх досліджень. Механізм зношування трибовузлів в умовах граничного тертя складний. Забезпечення надійності роботи вузлів в таких умовах полягає, в першу чергу, в удосконаленні механізму змащування поверхонь. При граничному терті навантаження сприймається не тільки мастильним шаром, але і окремими металевими виступами в місцях руйнування плівки. Швидкість відновлення мастильної граничної плівки залежить від механізму подачі мастила на поверхню тертя, обумовленого дифузією, змащуваністю поверхні і розтіканням рідкого мастила. Велике значення в цих процесах відіграє мікротопографія поверхні тертя і особливо її шорсткість. Від шорсткості залежить тривалість процесу формування і руйнування плівки, що може призвести до «плівкового голодування». Поняття «плівкове голодування» визначає процес граничного тертя, коли інтенсивність відновлення мастильної

плівки в місцях її розриву є нижчою за інтенсивність руйнування. Плівка в місцях розриву не встигає відновлюватися, і на поверхнях контактуючих тіл створюються ювенільні ділянки. Механізм «плівкового голодування» залежить від мікрозаглибин на поверхні тертя, які повинні рухатися одна за одною [1].

Механізм граничного тертя поверхонь з мікрозаглибинами залежить від багатьох факторів, є саморегулюючим і сьогодні найменш дослідженим. Процеси тертя та зношування на поверхнях з мікрозаглибинами протікають на фактичній площині контакту між мікрозаглибинами. Головна роль мікрозаглибин на поверхні полягає в подачі мастила в зону контакту з метою відновлення змащування після його видалення. Крім того, мікрозаглибини виконують функції мікрокапканів для абразивних часток як в умовах тертя з мастильним матеріалом, так і без нього. Таке явище, як гідродинамічний ефект, який відбувається в процесі тертя та зношування поверхонь (в західній літературі його ще називають ефектом мікрогідродинамічних опор мікрозаглибин), практично мало досліджений.

Мікрозаглибини мають різні геометричні форми (лунки, канавки) та топографію. Вони можуть формуватися природно у вигляді нерівностей на поверхні тертя (сформована шорсткість після припрацювання) або штучно (із застосуванням різних технологічних методів). Найбільший інтерес представляють луночні покриття, які формуються шляхом механічного (віброударного) створення мікрозаглибин (лунок) з заданою текстурою [2, 3]. Вплив форми, розмірів, профілю, розташування мікрозаглибин на триботехнічні характеристики в умовах граничного тертя вивчено недостатньо. Це пояснюється тим, що в промисловості існуючі способи обробки не можуть забезпечити можливість варіювання формою і розташуванням мікрозаглибин.

Застосування дискретних поверхонь в різних галузях промисловості також стримується відсутністю необхідних даних щодо триботехнічних властивостей дискретних поверхонь. В опублікованих роботах більшість залежностей між триботехнічними властивостями поверхонь і параметрами мікрорельєфу носять нелінійний характер і ділянки оптимуму мають різні значення. Це потребує проведення ретельних досліджень з використанням методів багатофакторного планування випробувань.

Мета. Вивчення процесів зношування луночних покриттів в умовах граничного тертя та дослідження оптимального розташування дискретних ділянок на триботехнічні властивості трибосполучення.

Методика експериментальних досліджень. Дослідження триботехнічних характеристик дискретних поверхонь проводили відповідно до стандарту [4], який встановлює метод дослідження матеріалів при терті з обмеженою подачею мастильного матеріалу. В якості матеріалу зразка використовувалась сталь 45 загартована, контрзразка – сталь 30ХГСА загартована. Лунки формували на робочій поверхні контрзразка за допомогою спеціального пристосування [2]. Луночне покриття додатково піддавалось зміцненню методом імпульсного газотермоциклічного іонного азотування (ГТЦ ІА) [3, 5].

Для випробувань дискретних поверхонь в умовах граничного тертя використовувалася машина тертя М–22М. Контакт пари тертя відбувався за схемою “диск–колодка”. В якості мастильного середовища застосовували індустріальне мастило И–20 відповідно до ГОСТ 20799–75. Для забезпечення режиму граничного тертя застосовували мастильний пристрій відповідно до рекомендацій ГОСТ 26614–85.

Фазовий склад азотованих шарів визначали за допомогою рентгенівського дифрактометра ДРОН–4–13С з фокусуванням по Брегу – Брентано у Fe–характеристичному випромінюванні. Дифракційні максимуми реєструвались в дискретному режимі з кроком 0,1°, час експозиції в точці – 2 с.

Фотографування зображень структур проводилося за допомогою металографічного мікроскопу Neophot та скануючого електронного мікроскопа-мікроаналізатора РЕММА-101А при напрузі прискорення 30 кВ. Визначення хімічного складу проведено за допомогою систем енерго-дисперсійного аналізу (EDS) та хвильового рентгенівського мікроаналізу (WDS).

Мікротвердість вимірювалася за допомогою мікротвердоміра ПМТ-3М, кут між протилежними гранями алмазної пірамідки − 136°, навантаження − 0,98 Н, час витримування під навантаженням − 20 с, крок вимірювання по товщині зразка − 30…40 мкм. Визначали середнє значення мікротвердості за результатами п’яти вимірювань.

Результати досліджень. Дослідження триботехнічних характеристик дискретних поверхонь показали, що найбільшою зносостійкістю володіють зразки з луночними покриттями (30ХГСА+Л) як без, так і додатково зміцнених методом імпульсного ГТЦ ІА (30ХГСА+Л+А, рис. 1). Вони перевищують за зносостійкістю зразки з сталі 45 у 3,1–5,3 рази, сталі 30ХГСА (30ХГСА зак.) 1,9–3,25 рази, сталі 30ХГСА, поверхневий шар якої зміцнений методом імпульсного ГТЦ ІА (30ХГСА+А) у 1,3–2,3 рази.

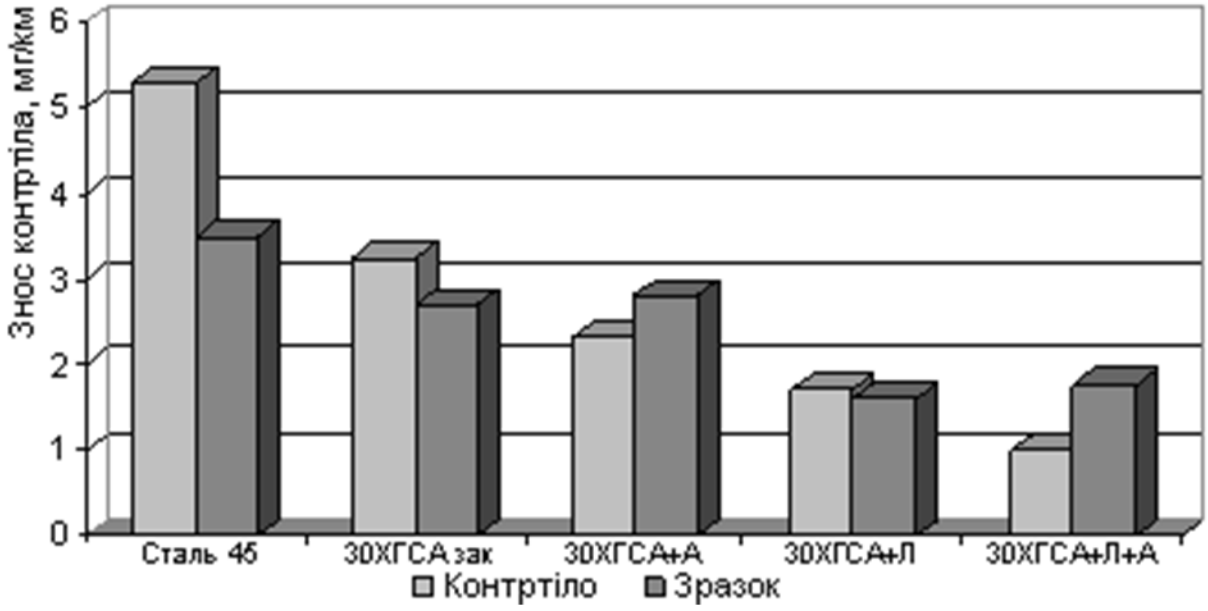


Рис. 1 – Величина зношування контртіла і зразка в умовах граничного тертя (шлях – 2000 м, швидкість ковзання 0,625 м/с, питоме навантаження 10,0 МПа, середовище – індустріальне масло И-20А)

Пошаровий рентгенофазовий аналіз азотованого шару (рис. 2) зміцнених ГТЦ ІА зразків показав наявність в ньому (в більшості випадків) двох зон: нітридної зони та дифузійного підшару – зони внутрішнього азотування.

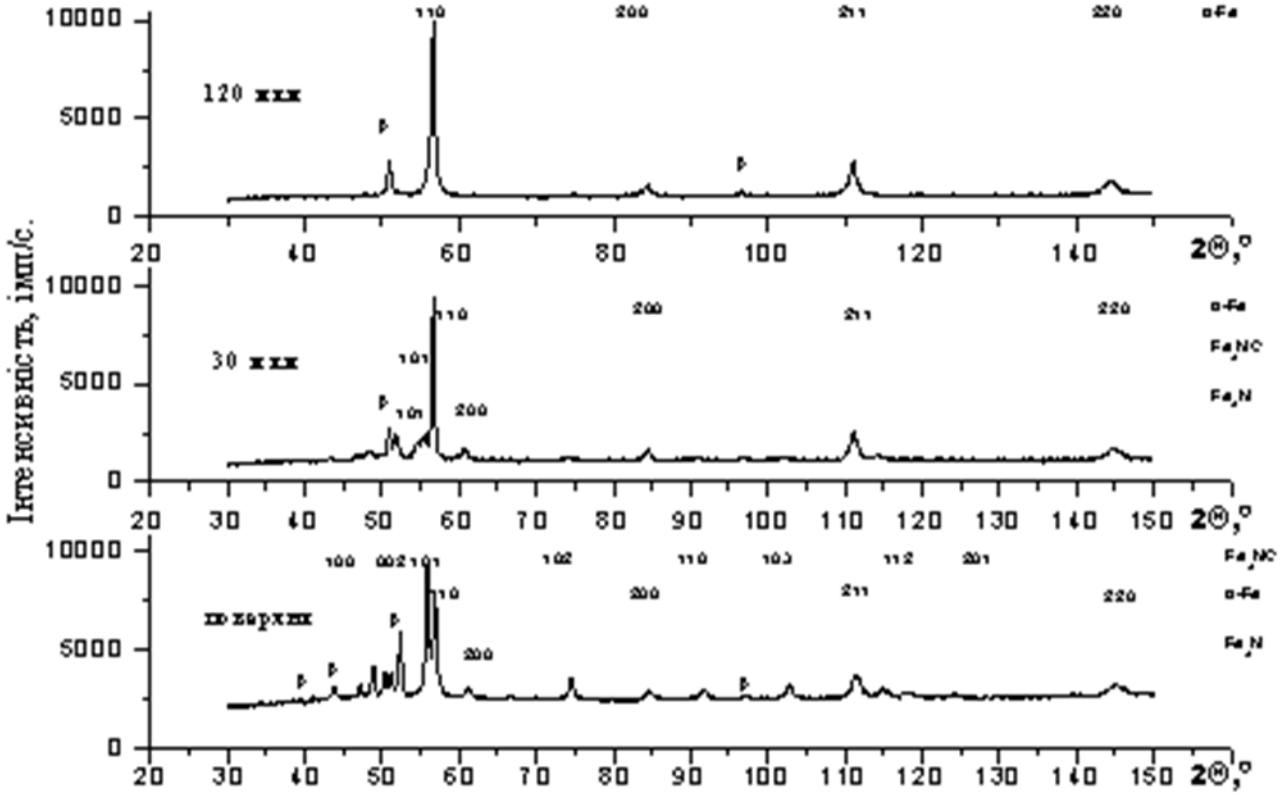
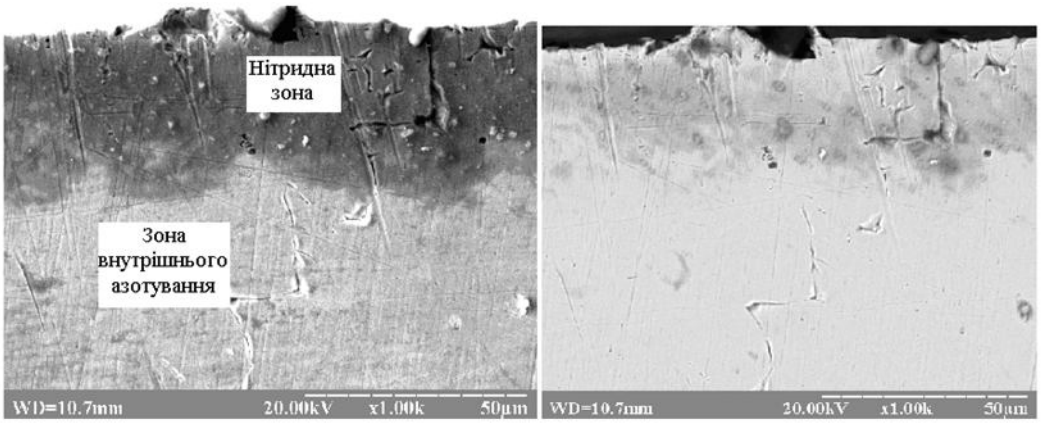


Рис. 2 – Дифрактограми зразка, зміцненого ГТЦ ІА (90%N_2 + 5%C_3H_8 + 5%Ar; T = 500°C; P = 125 Па; t = 3 год.) з шарів різної глибини (поверхня, глибини 30 та 120 мкм)

Основою складовою нітридної зони є ε – фаза (гексагональний карбонітрид $Fe_{2-3}(NC)$), яка розташована безпосередньо на поверхні (рис. 3). Далі, в глибину нітридної зони, розташована γ′ - фаза (гранецентрований нітрид Fe_4N), яка має чисто нітридний характер через погану розчинність в цій фазі вуглецю. Зона внутрішнього азотування складається з α - твердого розчину (об'ємноцентрований азотистий ферит), який спостерігається аж до виходу на матрицю. Глибина нітридної зони складає 5…12 мкм, загальна глибина дифузійного шару – 150…300 мкм (залежно від режиму обробки). Перехід від азотованого шару до шарів, що пролягають нижче, плавний, що є однією з основних вимог до азотованого шару.

Така структура підтверджується отриманим розподілом вуглецю та азоту в приповерхневих шарах зміцнених ГТЦ ІА зразків (рис. 4). З графіку видно, що концентрація вуглецю на поверхні складає близько 2 % ат. і зменшується до мінімальних значень на глибині порядку 10…12 мкм, що пояснює утворення в нітридній зоні карбонітридної ε – фази за рахунок інтенсивної дифузії вуглецю від основи до поверхні. Концентрація ж азоту на глибині 10 мкм сягає значення 8 %, що відповідає ε – фазі, далі вона зменшується до значень відповідно γ′ - фази та α - твердого розчину.



а б

Рис. 3 – Мікроструктури поперечного розрізу зразків після імпульсного ГТЦ ІА:

а - загальний вигляд; б - контрастний знімок

Відомо, що за опір зношуванню відповідають в першу чергу будова та якість нітридного шару, в той час, як опір механічним навантаженням (статичним, згину, знакозмінним, ударним тощо) визначається структурою зони внутрішнього азотування. Саме наявність в нітридній зоні значної кількості ε – фази пояснює підвищення зносостійкості зміцнених зразків, адже добре відомим є позитивний вплив високої твердості карбонітриду $Fe_{2-3}(NC)$ на зносостійкість.

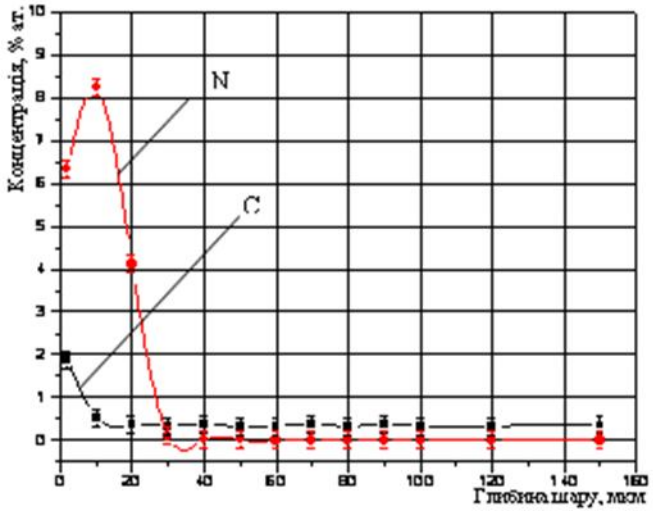


Рис. 4 – Концентраційний розподіл вуглецю та азоту в приповерхневих шарах зразка, зміцненого ГТЦ ІА (90%N_2 + 5% C_3H_8 + 5%Ar; T = 500°C; P = 125 Па; t = 3 год.)

Насичення дискретного покриття азотом призводить до зростання мікротвердості поверхневих шарів. Дослідження мікротвердості зміцнених поверхневих шарів виявили зростання її значень до 10750 МПа на поверхні (залежно від режимів обробки) та поступове зменшення до 3600 МПа (мікротвердості матриці) (рис. 5) на границі переходу дифузійного шару у вихідну матрицю матеріалу (на глибині близько 200 мкм). Для легованих сталей, представником яких є 30ХГСА, таке підвищення мікротвердості можна

пояснити утворенням твердих нітридів нітридоутворюючими елементами в процесі азотування.

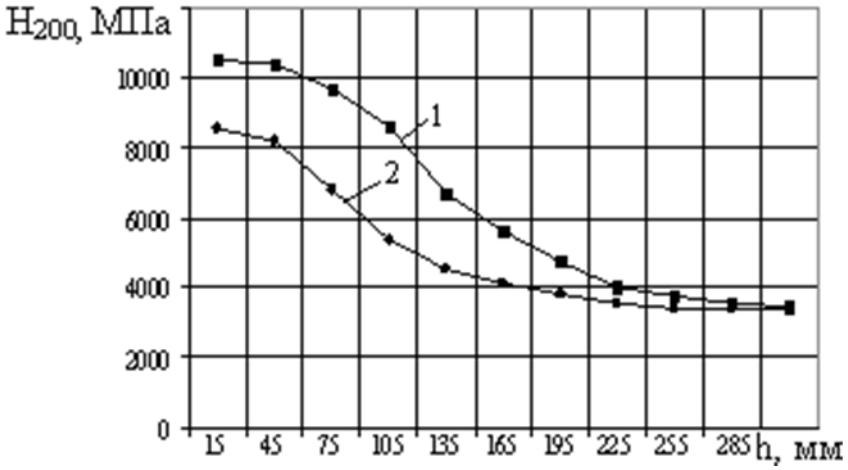


Рис. 5 – Зміна мікротвердості дискретної поверхні по товщині азотованого шару: 1 – ТО + ГТЦ ІА (80%N_2 + 5%C_3H_8 + 5%Ar; T = 600°C; P = 175 Па; t = 2,5 год.); 2 – ГТЦ ІА (80%N_2 + 5%C_3H_8 + 5%Ar; T = 600°C; P = 175 Па; t = 2,5 год.)

Висока твердість азотованих шарів у покриттів без лунок (30ХГСА+А) і з лунками (30ХГСА+Л+А) призводить до підвищеного зношування зразків порівняно з іншими трибосполученнями (див. рис. 1). Це обумовлено високою твердістю поверхневого шару азотованих шарів в порівнянні зі сталлю 45.

Висновки.

1. Аналіз триботехнічних характеристик дискретних покриттів показав, що найбільшою зносостійкостю володіють луночні покриття додатково зміцнені іонним азотуванням, які перевищують за зносостійкістю зразки зі сталі 45 у 3,1–5,3 рази, сталі 30ХГСА (30ХГСА зак.) 1,9–3,25 рази, сталі 30ХГСА, поверхневий шар якої зміцнений методом імпульсного ГТЦ ІА (30ХГСА+А) у 1,3–2,3 рази.

2. Насичення луночного покриття азотом призводить до зростання мікротвердості поверхневих шарів до 10750 МПа на поверхні (залежно від режимів обробки) та поступове зменшення до 3600 МПа на границі переходу дифузійного шару у вихідну матрицю матеріалу. Підвищення мікротвердості обумовлено утворенням твердих нітридів нітридоутворюючими елементами в процесі азотування.

3. Іонне азотування має важливу перевагу перед типовим процесом в характері розподілу мікротвердості по товщині шару. При насиченні в азотованій плазмі не відбувається зниження твердості безпосередньо під нитрідною зоною, характерного для звичайного насичення в аміаку, тобто спостерігається плавніше зниження твердості по товщині дифузійної зони.

Список використаних джерел

1. Гитис Н.В. О роли микрогеометрии в развитии атермического заедания при граничной смазке / Гитис Н.В. // Машиноведение. – 1982. – №1. – С. 86–91.

2. Пат. 13762 Україна, МПК (06) F01L 1/20, F01L 1/46. Пристрій для утворення на плоскій поверхні тертя рельєфу заглибин, що утримують мастильні матеріали / Марчук В.Є., Шульга І.Ф., Шульга О.І., Плюснін О.Є.; заявник та патентовласник Національна академія оборони України. – № u200509981; заявл. 24.10.2005; опубл. 17.04.2006. Бюл. № 4.
3. Пат. 44643 Україна, F01L 1/20 C23C 8/02. Спосіб отримання рельєфних зносостійких азотованих шарів стальних деталей / Марчук В.Є., Шульга І.Ф., Ляшенко Б.А., Цибаньов Г.В., Рутковський А.В., Калініченко В.В.; заявник та патентовласник Національний авіаційний університет. – № u200904236 ; заявл. 29.04.2009; опубл. 12.10.2009. Бюл. № 19.
4. Материалы антифрикционные порошковые. Метод определения триботехнических характеристик: ГОСТ 26614-85. - М.: Изд-во стандартов, 1985. – 9 с.
5. Пат. 10014 Україна, МПК (2006) C23C 8/06. Спосіб поверхневого зміцнення сталевих деталей іонно-плазмовим азотуванням у пульсуючому тліючому розряді / Ляшенко Б.А., Рутковський А.В., Мірненко В.І, Радько О.В.; заявник та патентовласник Національна академія оборони України. — № 19782; заявл. 19.09.06; опубл. 15.12.06. Бюл. № 12.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЛУНОЧНИХ ПОКРЫТИЙ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ

Марчук В.Е., Радько О.В., Ляшенко Б.А., Градыский Ю.А.

Исследована износостойкость луночных покрытий в условиях граничного трения. Установлено, что износостойкость конструкционной стали 30ХГСА с луночными покрытиями в 1,9–3,1 раза выше, чем износостойкость этой же стали без покрытия. Упрочнение поверхности луночного покрытия ионным азотированием дополнительно увеличивает износостойкость почти в два раза. Исследовано структуру и фазовый состав луночных покрытий и микротвердость поверхностных слоев

Abstract

INVESTIGATION OF WEAR RESISTANCE COATINGS HOLE IN BOUNDARY FRICTION

V. Marchuk, O. Radko, B. Lyashenko, Y. Gradyskiy

Investigated the wear resistance of coatings hole courses in boundary friction. Established that the wear resistance of structural steel 30HGSA hole course covers in 1,9-3,1 times higher than the endurance of the same uncoated steel. Surface hardening by ion nitriding hole cover further increases the wear resistance is almost doubled. The structure and phase composition of coatings hole courses, and microhardness of surface layers

УДК 631.53.027.34

ВПЛИВ МІКРОХВИЛЬОВОГО ОПРОМІНЕННЯ ПОСІВНОГО МАТЕРІАЛУ НА УРОЖАЙНІСТЬ, ПОСІВНІ ТА ТОВАРНІ ЯКОСТІ НАСІННЯ ЗЕРНОВИХ КОЛОСОВИХ КУЛЬТУР

Буряк Ю.І. к.с-г.н., зав. лаб., Огурцов Ю.Є. к.с-г.н., ст. н.с.
Інститут рослинництва ім. В. Я. Юр`єва НААН

Безпалько В.В. асист., Солошенко О.В. к.с-г.н., проф., Гаврилович Н.Ю. к.с-г.н., доц., Солошенко В.І. к.с-г.н., доц., Осипова Л.С. к.с-г.н., доц., Кочетова С.І. к.с.-г.н., доц., Фесенко А.М. ст. викл.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Представлено дослідження з впливу екологічно чистої технології мікрохвильового опромінювання насіння зернових колосових культур з метою зменшення пестицидного навантаження. Встановлено позитивний вплив у підвищенні посівних якостей та врожайних властивостей насіння, покращенні якості зерна

Постановка проблеми. Знезараження насіннєвого матеріалу є обов'язковим агротехнічним заходом в технології вирощування сільськогосподарських культур, без якого проблему підвищення урожайності сільськогосподарських культур вирішити не вдається. Інтенсивне застосування хімічних засобів для передпосівної обробки насіння, а також використання в землеробстві пестицидів, гербіцидів та мінеральних добрив, одночасно з підвищенням продуктивності рослин неминуче викликає цілий ряд небажаних явищ екологічного та економічного плану. Тому, вчені і практики ряду розвинених країн переходять на альтернативні системи землеробства [1].

Протягом останніх років в Україні та за кордоном проводяться дослідження по знезараженню насіннєвого матеріалу за допомогою різних безпестицидних методів: теплова енергія, обробка озоном, мікрохвильова технологія тощо. При цьому фітопатогенні мікроорганізми знищуються, інактивуються або гальмуються їх розвиток без застосування хімічних речовин [2].

Одним з таких екологічно чистих способів передпосівної обробки насіння є опромінення мікрохвильовим полем (МХП) надзвичайно високих частот (НВЧ). Також актуальним є підвищення ефективності дії МХП НВЧ при обробці насіння за рахунок додаткової його обробки регуляторами росту рослин після опромінення.

Аналіз останніх досліджень. Обробка насіння мікрохвильовим полем надзвичайно високих частот в порівнянні з іншими методами стимуляції має ряд переваг: низьку собівартість, екологічну безпечність, високу ефективність [3 - 6].

Мета. Підвищення енергії проростання, лабораторної схожості, стійкості рослин до хвороб, збільшення урожайності культур за рахунок оптимізації режимів передпосівного опромінювання насіння основних зернових колосових культур МХ полем.

Результати досліджень. Опромінювання насіння мікрохвильовим полем (МХ) надзвичайно високих частот (НВЧ) проводили на обладнанні Харківського національного університету радіоелектроніки в діапазоні 2,5-3,4 ГГц при витраті енергії 0,9 та 1,8 кВт/кг насіння протягом від 5 до 95 сек. Лабораторні та польові дослідження, у 2009-2010 рр., були проведенні в лабораторії насінництва та насіннєзнавства Інституту рослинництва ім. В.Я. Юр'єва НААН.

В наших дослідженнях було виявлено ефект біостимуляції насіння електромагнітним надвисокочастотним МХ полем. Поряд з цим встановлено, що опромінювання з підвищеним режимом, „доза – експозиція" призводить до пригнічення проростання насіння, або загибелі зародка. Причому ступінь пригнічення різних сортів, а також партій насіння відбувається по різному. Тому, щоб оздоровити ту чи іншу партію насіння потрібно опромінювати його у такому режимі, який не викликає суттєвого зниження схожості і в подальшому зберігається ефект оздоровлення послідуючих генерацій.

Нами були випробувані різні режими опромінювання насіння (0,9 і 1,8 кВт/кг насіння) ярого ячменю сорту Аспект. У результаті проведення лабораторних досліджень було встановлено, що показники енергії проростання та лабораторної схожості насіння підвищувалися при менш жорсткому режимі опромінювання – 0,9 кВт/кг насіння.

Таблиця 1 − Енергія проростання та схожість насіння ярого ячменю сорту Аспект після опромінювання МХП НВЧ у різних режимах потужності та експозиції

Експозиція опромінювання	Потужність опромінювання, кВт/кг насіння			
	0,9		1,8	
	енергія проростання, %	схожість, %	енергія проростання, %	схожість, %
0	90	90	90	90
5	89	90	88	92
10	86	88	87	91
15	87	88	87	91
20	85	88	91	92
25	86	90	85	86
30	92	93	86	88
35	89	90	66	82
40	87	90	57	67
45	94	94	54	60
50	93	94	42	43
55	89	91	-	-
…	…	…	-	-
95	84	89	-	-
НІР $_{05}$	1,9	2,8	2,0	1,5

Так, за експозиції 45 сек. лабораторна схожість насіння склала 94 %, що на 4 % перевищує варіант без опромінювання. В інших варіантах за показником схожості відмічено або незначне її пригнічення або значення на рівні контролю (табл. 1). В режимі з більш потужним опромінюванням – 1,8 кВт/кг насіння, максимальна схожість становила 92 % при експозиції 20 сек., що на 2 % перевищує контроль, без обробки. В свою чергу це надає можливість доводити стан некондиційного за схожістю насіння (90 %) до кондиційного (92 % – згідно ДСТУ 2240-93), що є необхідною умовою сертифікації будь – якої партії насіння [7]. Збільшення експозиції опромінювання до 25 сек. І більше призводило до суттєвого зниження схожості.

Таким чином, більш м'який режим опромінювання насіння є більш ефективним, але він потребує збільшення експозиції (часу опромінення).Слід зазначити, що у фазу кущення ячменю та фази повної стиглості за варіантами опромінювання МХП НВЧ ураження рослин зменшення кореневими гнилями не відмічено, що було пов'язано з невисоким інфекційним фоном. Найменший рівень поширення та розвитку кореневих гнилей відмічено за варіантами з Вітаваксом 200ФФ. (табл. 2).

Таблиця 2 − Розповсюдження та розвиток кореневих гнилей на рослинах ячменю ярого після опромінювання МХП НВЧ

Варіанти передпосівної обробки	Кореневі гнилі за фазами розвитку рослин, %			
	Кущення		Повна стиглість	
	Поширеність	Розвиток	Поширеність	Розвиток
Контроль без обробки	1,9	0,6	12,9	4,8
Вітавакс 200ФФ, 2,75л/т	0,0	0,0	6,0	2,5
НВЧ 20с.1,8кВт/кг	4,2	1,6	16,5	6,5
НВЧ 20с.1,8кВт/кг + Вітавакс 200ФФ, 1,25л/т (50% від норми)	1,7	0,6	10,6	4,2
НВЧ 45с. 0,9 кВт /кг	2,1	0,5	12,4	4,8

Відмічено тенденцію до зменшення вмісту білка в насінні ячменю після його опромінювання мікрохвильовим полем НВЧ на 0,2-0,7 % та суттєве збільшення вмісту крохмалю на 0,7-1,3 %, порівняно з контролем, без опромінювання (табл. 3). Що є важливим для пивоварної промисловості, для якої вміст білка має бути не більше 11 %.

Таблиця 3 − Вміст білка та крохмалю в насінні ячменю ярого сорту Аспект після обробки його опромінювання МХП НВЧ різної експозиції та потужності

Експозиція та потужність режиму опромінювання	Білок, %	+/- до контролю	Крохмаль, %	+/- до контролю
Контроль – без обробки	14,13	-	57,49	-
НВЧ 1,8 Вт/кг, 20 сек.	13,96	-0,17	58,20	0,71
НВЧ 1,8 Вт/кг, 50 сек.	13,57	-0,56	58,73	1,24
НВЧ 0,9 Вт/кг, 45 сек.	13,41	-0,72	58,71	1,22
НІР 05	-		0,27	

При проведенні польових досліджень з впливу передпосівного опромінювання насіння ячменю МХП НВЧ, встановлено його позитивний вплив на урожайність ячменю. (табл. 4) Найбільшу прибавку урожайності зерна ячменю на 0,21-0,27 т/га (або на 5-7 %), отримано у варіантах МХ-опромінювання у режимах: 1,8 кВт/кг насіння і експозиції 20 сек., як окремо так і у поєднанні з Вітаваксом 200 ФФ, 1,25 л/т (50 % від норми), та в режимі 0,9 кВт/кг насіння і експозиції 45 сек. Використання еталонної обробки насіння Вітаваксом 200 ФФ у повній нормі – 2,75 л/т збільшувало урожайність лише на 0,10 т/га (або на 3 %).

Таблиця 4 − Урожайність ячменю ярого сорту Аспект після передпосівного опромінювання насінняМХП НВЧ

Варіанти передпосівної обробки насіння	Урожайність, т/га	Відхилення від контролю	
		т/га	%
контроль – без обробки	4,04	-	-
еталон – Вітавакс 200 ФФ, 2,75 л/т	4,14	0,10	3
НВЧ 1,8 кВт/кг, 20 с.	4,27	0,23	6
НВЧ 1,8 кВт/кг, 20 с. + Вітавакс 200 ФФ, 1,25 л/т (50 % від норми)	4,31	0,27	7
НВЧ 0,9 кВт/кг, 45 с.	4,25	0,21	5
$НІР_{05}$	0,20		

В другому досліді з визначення ефективності опромінювання МХП НВЧ насіння пшениці озимої сорту Астет, встановлено, що найбільш оптимальним для обробки виявилось використання режиму з потужністю 1,8 кВт/кг насіння з експозицією 15 секунд, яка забезпечила максимальні показники схожості та енергії проростання, на рівні 93 та 93 % відповідно, при 88 та 89 % на контролі, без обробки. При використанні режиму з меншою потужністю 0,9 кВт/кг насіння, найбільші показники отримано при експозиції 45 секунд, на рівні 91 та 91 % відповідно (табл. 5).

Таблиця 5− Посівні якості насіння озимої пшениці сорту Астет після обробки насіння мікрохвильовим опромінюванням

Експозиція та потужність режиму опромінювання	Енергія проростання, %	Схожість, %
Контроль, без обробки	88	89
НВЧ 1,8 кВт/кг, 15 с.	93	93
НВЧ 1,8 кВт/кг, 20 с.	87	88
НВЧ 0,9 кВт/кг, 45 с.	91	91
НВЧ 0,9 кВт/кг, 50 с.	86	88

В польовому досліді у варіанті з обробкою насіння пшениці озимої МХП

НВЧ, у режимі 1,8 кВт/кг та експозиції 15 сек., також отримано урожайність зерна збільшилася на 0,27 т/га. (табл. 6) Додаткове застосування регулятору росту рослин Марс EL, 0,2 л/т шляхом обробки опроміненого насіння сприяло подальшому збільшенню урожайності до 0,34 т/га або на 8 %

Таблиця 6− Урожайність пшениці озимої сорту Астет після передпосівного опромінювання насіння МХП НВЧ

Варіанти передпосівної обробки насіння	Урожайність, т/га	Відхилення від контролю	
		т/га	%
контроль – без обробки	3,95	-	-
НВЧ 1,8 кВт/кг, 15 с.	4,22	0,27	7
НВЧ 1,8 кВт/кг, 15 с. + Марс EL, 0,2 л/т	4,29	0,34	8
$НІР_{05}$	0,20		

Висновки

1. Оптимальним режимом опромінювання насіння ячменю ярого сорту Аспект МХП НВЧ є режим з потужністю 1,8 кВт на 1 кг насіння, та експозиції 20 сек. або з режим потужністю 0,9 кВт на 1 кг насіння і експозиції 45 сек., що підвищує лабораторну схожість на 2 та 4 % та урожайність на 0,27 та 0,21 т/га відповідно.

2. Відмічено зменшення вмісту білка в насінні ячменю після його опромінювання мікрохвильовим полем НВЧ на 0,2-0,7 % та суттєве збільшення вмісту крохмалю на 0,7-1,3 %, порівняно з контролем, без опромінювання.

3. Оптимальним режимом для обробки насіння пшениці озимої є режим з потужністю 1,8 кВт/кг насіння та експозиція 15 секунд, що забезпечує збільшення схожості на 4 % та урожайності на 0,27 т/га.

4. Застосування регулятору росту рослин Марс EL, 0,2 л/т на опроміненому насінні пшениці озимої сприяло подальшому збільшенню урожайності на 0,34 т/га або на 8 %.

5. Мікрохвильове поле позитивно впливає на схожість насіння та надає можливість доводити стан некондиційного насіння до кондиційного за схожістю що є необхідною умовою сертифікації насіння.

6. Таким чином, оздоровлення насіння за методом передпосівної обробки МХП НВЧ має перспективу впровадження екологічно чистої технології підвищення посівних якостей та врожайних властивостей насіння сільськогосподарських культур.

Список використаних джерел

1. Кінрук М. О. Мікрохвильова стимуляція насіння: проблеми та перспективи її застосування / М. О. Кінрук, М. М. Гаврилюк Микроволновые технологи в народном хозяйстве. Вып. 6., Одесса. − 2007 С. 36-38.

2. Шевченко А. М. Значение микроволновой технологи в развитии агропромышленного комплекса / А. М. Шевченко, В. В. Волкогон, А. Н. Гончаров, С. В. Ретьман, Р. А. Вожегова, В. П. Ситник / Микроволновые технологи в народном хозяйстве. Вып. 6., Одесса. − 2007. − С. 8-9
3. Технологія мікрохвильової обробки насіння с.-г. культур / Методичні рекомендації / Друге видання. К. : Аграрна наука, 2003. − 45 с.
4. Калінін Л.Г. Вплив мікрохвильового поля на фітопатогени – збудники основних захворювань насіння злаків і соняшнику / Л.Г. Калінін, В.П. Тучний, С.А. Левченко, О.В. Бабаянц // Мікроволновые технологи в народном хозяйстве. Внедрение. Проблемы. Перспективы. (Промышленность, АПК, медицина-фармация), 2000. Вып. 2-3. − С.66-73.
5. Кіндрук М. О. Мікрохвильова біостимуляція насіння / М.О. Кіндрук, В. В. Вишневський, А. М. Вишневська / Хранение и переработка зерна, 2001. − №4 – С. 27-29.
6. Кіндрук Н. А. Экологические основы семеноводства и прогнозирования урожайних качеств семян озимой пшеницы. / Н. А. Киндрук, Л. К. Сечняк, О. К. Слюсаренко / К. : Урожай, 1990. − 181с.
7. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. ДСТУ 2240-93. – [Чиний від 09.09.1993 р.]. – К. : Держсоживстандарт України, 1993. –73 с. – (Державний стандарт України).

Аннотация

ВЛИЯНИЕ МИКРОВОЛНОВОГО ОБЛУЧЕНИЯ ПОСЕВНОГО МАТЕРИАЛА НА УРОЖАЙНОСТЬ, ПОСЕВНЫЕ И ТОВАРНЫЕ КАЧЕСТВА СЕМЯН ЗЕРНОВЫХ КОЛОСОВЫХ КУЛЬТУР

Буряк Ю.И., Огурцов Ю.Е. Беспалько В.В., Солошенко А.В., Гаврилович Н. Е., Солошенко В.И., Осипова Л.С., Кочетова С.И., Фесенко А.М.

Представлены исследования по влиянию экологически чистой технологи михрвольного облучения семян зерновых колосовых культур с целью уменьшения пестицидной нагрузки. Установлено положительное влияние на повышение посевных качеств и урожайных свойств семян, улучшении качества зерна

Abstract

EFFECT OF MICROWAVE RADIATION SOWING SEED ON YIELD, SOWING AND COMMODITY CHACFERISTICS OF GRAIN CROPS SUDS

U. Buryak, U Ogurtsov, V Bezpalko, O. Soloshenko, N. Gavrilovych, S. Kochetova, V. Soloshenko, L. Osipova, A. Fecenko

Studies on the effects of environmentally - fiendly technology microwave radiation of cereal seec for peste load is pestetsy rediction. The positive impact on the sowing chacferistics increasing in of crease seeds and yield, improvement of grain quality is established

УДК 631. 634. 004. 67

СУТНІСТЬ ТА ПРОБЛЕМИ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ НА ПІДПРИЄМСТВАХ

Листопад І.О. к.т.н., доц., Гудима І.В., студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

У статті проаналізовано сутність, сучасний стан та проблеми впровадження систем управління якістю (СУЯ) на українських підприємствах. Розглянуто причини, які перешкоджають розвитку та удосконаленню СУЯ підприємства

Постановка проблеми. Актуальність теми зумовлена тим, що підвищення конкурентоспроможності вітчизняної продукції підприємств є найактуальнішим питанням національного масштабу.

Україна вже є членом Світової організації торгівлі. Членство в цій організації призведе до відкриття кордонів, унаслідок чого зарубіжна високоякісна продукція без перешкод почне надходити на вітчизняний ринок, що може призвести до непередбачених наслідків. Адже велика частка продукції виробництва має низьку якість і не зможе конкурувати із імпортованою продукцією. У зв'язку з цим життєво необхідним є підвищення конкурентноздатності українського виробника за рахунок підвищення якості його продукції та отримання відповідних сертифікатів систем управління якістю, що дало б можливість не тільки відстояти свої позиції на внутрішньому ринку, але й вийти на зовнішній ринок [1, 2].

Стандартизація відіграє значну роль у виробництві конкурентоспроможної доброякісної продукції, у захисті навколишнього природного середовища, у ощадливому використанні природних та інших ресурсів як основи сталого розвитку національної економіки [3, 4].

Стандартизація супроводжує продукт протягом життєвого циклу і є нетарифною формою регулювання [4, 6].

Основою державної політики України у сфері стандартизації на сучасному етапі є пріоритетність запровадження міжнародних та європейських стандартів. Це дозволятиме використати досвід та досягнення розвинутих країн у національній економіці, сприятиме виходу українських товарів на світовий ринок [3, 5].

Аналіз останніх досліджень. Найбільш вагомий внесок до методології дослідження менеджменту промислових підприємств внесли українські вчені: В.Яцура, О. Раєвнєва, П.Дронов, та зарубіжні: А. Фейгенбаум, Ансофф И., А.Глічев, П.Друкер, В.Версан. До проблем функціонування та удосконалення СУЯ підприємств зверталися українські та зарубіжні науковці: Л.Віткін, В.Ситніченко, В Якубовський., Ю.Кабаков, П. Калита, Ю.Адлер, В.Лапідус, А.Шестаков, А. Глазунов. Питання створення та удосконалення сучасних СУЯ

є предметом дискусій на сторінках майже всіх популярних періодичних видань у галузі менеджменту. Багато публікацій по цій темі присвячені виключно процесному та системному підходу, системі мотивації [3, 5].

Мета. Визначити сутність системи управління якістю. Провести аналіз головних проблем впровадження і функціонування СУЯ на підприємствах.

Результати досліджень. Якість – це комплексне поняття, що характеризує ефективність усіх сторін діяльності: розробка стратегії, організація виробництва, маркетинг і ін.

Найважливішою складовою всієї системи якості є якість продукції.

У сучасній літературі і практиці існують різні трактування поняття якість. Міжнародна організація зі стандартизації визначає якість (стандарт ISO-8402) як сукупність властивостей і характеристик продукції чи послуг, що надають їм здатність задовольняти обумовлені чи передбачувані потреби.

У процесі досягнення цілей підприємства у сфері якості формується певний механізм управління, який проникає у всі стадії виробничого процесу та виробничої системи в цілому з метою досягнення узгодженості у функціонуванні всіх її елементів та мінімізації усіх видів витрат. Такий механізм управління, на нашу думку, є системою управління якістю.

На сучасному етапі розвитку економіки відмінності у виробничих циклах підприємств впливають і на впровадження систем управління якістю на зазначених підприємствах. Так, підприємства, що займаються експортом продукції, мають у структурі капіталу частину іноземного капіталу і конкурують у середовищі зарубіжних підприємств, які активно впроваджують системи управління якістю на своїх підприємствах, мають у своєму розпорядженні більше фінансових, інформаційних та людських ресурсів щодо переходу на міжнародні стандарти ISO серії 9000.

У той же час більшість підприємств на даний момент не мають можливостей щодо впровадження систем управління якістю на своїх підприємствах. Управління якістю обмежується контролем якості продукції, яку вони виробляють, тобто вони не мають системного підходу до даного процесу. Пояснюється це перш за все відсутністю фінансових ресурсів. Адже, дані підприємства не мають коштів навіть на оновлення матеріально-технічної бази та розширене відтворення, не говорячи уже про фінансування впровадження систем управління якістю.

Окрім, проблеми, описаної вище, існують ще проблеми, пов'язані з впровадженням систем управління якістю на підприємствах, серед яких можна виділити наступні:

1. Ментальне сприйняття поняття якості з боку керівників підприємств, які тлумачать якість як ступінь виконання технічних умов та вимог замовника, що пред'являються до продукції підприємства. Це типове тлумачення якості керівником, який працює в державній планово-економічній системі. Проте, в ринковій економіці, починаючи з 90-х років, питання відповідності продукції встановленим стандартам перестало бути визначальним. Продукція, яка не відповідала заданим характеристикам, просто відкидалася ринком, необхідно було щось «інше». Цим «іншим» стали в першу чергу гарантії того, що

продукція, яка купується або постачається, буде мати задані характеристики, постачатися і оплачуватися вчасно. Таким чином, з'явилося нове визначення поняття якості, яке існує до теперішнього часу в міжнародних стандартах. Тому в такій ситуації необхідне переосмислення поняття якості з боку керівників підприємств, в іншому випадку – підприємством буде вироблятися продукція, яка на його думку буде якісною, але не буде користуватися попитом з боку споживачів.

2. Відсутність необхідної теоретичної та методологічної бази у сфері управління якістю. На жаль, сьогодні в Україні поки що відсутнє наукове підґрунтя щодо впровадження систем управління якістю на підприємствах, в основному застосовується теоретична та методологічна база, яка була створена в умовах адміністративно-планової економіки і яка дуже відрізняється від тої, що використовується зараз у всьому світі. Тому вирішення цієї проблеми є дуже необхідним кроком, який дасть змогу частково уникнути помилок, зроблених підприємствами в процесі запровадження систем управління якістю.

3. Відсутність практичного досвіду щодо впровадження систем управління якістю. Україна тільки починає переходити на міжнародні стандарти якості та впроваджувати системи управління якістю на своїх підприємствах, у той час як провідні країни світу вже давно займаються даними проблеми і на основі власного досвіду постійно вдосконалюють свою теоретичну та методологічну базу. В такій ситуації підприємствам не вдасться уникнути помилок при запровадженні систем управління якістю, тому основними завданням є максимальне зменшення їх кількості.

4. Нестача кваліфікованих спеціалістів у сфері якості продукції і фінансових ресурсів у підприємств для розроблення, впровадження та сертифікації систем управління якістю. В Україні дуже мало спеціалістів, які добре орієнтуються у системах управління якістю та їх впровадженні на промислових підприємствах, будівельних, торгівельних та інших, не говорячи уже про підприємства АПК, виробничі процеси яких є специфічними. Вирішення цього питання повинно ініціюватися державними органами, зокрема, профільними міністерствами.

Що ж стосується фінансових ресурсів, то дана проблема є наболілою для підприємств АПК, яким гостро не вистачає фінансових ресурсів навіть на «повсякденну» господарську діяльність. Проте, в такій ситуації необхідне стимулювання підприємств на впровадження систем управління якістю шляхом надання пільгових кредитів, зменшення податкового тиску для тих підприємств, які впроваджують дані проекти і т.д.

5. Впровадження систем управління якістю в основному з метою отримання сертифікатів, а не для покращення ефективності управління якістю. Це призводить до неефективності такого впровадження. Причиною цього є те, що підприємство, щоб покращити свій імідж на ринку і здаватися більш конкурентоспроможним з своєю продукцією для своїх конкурентів, упроваджує систему управління якістю і впроваджує сертифікат, а після цього провадить таку ж політику відносно якості, як і раніше, але із сертифікатом системи управління якістю. Тобто поліпшує роботу підприємства в новій ситуації і

поліпшує виготовлення своєї продукції.

Багаторічний досвід розвинених країн світу свідчить, що здобути успіх на ринку можна шляхом вдосконалення системи управління якістю. Тому сьогодні, говорити про якість, мають на увазі не тільки про якість самої продукції, скільки якість функціонування підприємств і організацій, досконаліть їх систем управління якістю, націлених на постійне самовдосконалення. Більшість іноземних підприємств використовують для цього міжнародні стандарти ISO серії 9000 та похідні від них QS 9000, ISO 14000 тощо. Але найкращих результатів досягають ті, хто вдосконалює свої системи якості на засадах концепцій загального управління якістю (TQM), якими передбачено безперервне вдосконалення організації, поліпшення якості продукції і задоволення потреб усіх зацікавлених сторін: споживачів, постачальників, персоналу, власників та суспільства.

Висновки. Таким чином, підсумовуючи наведений вище матеріал, можна зробити висновок, що для підвищення конкурентноздатності підприємств в умовах вступу у СОТ, необхідно зосередитись на системі управління якістю на підприємстві, а також на методології її впровадження згідно міжнародних стандартів ISO серії 9000.

Крім того, необхідно скористатися одним фактором, який підтверджує користь впровадження системи управління якістю в виробництво, це те, що дана система зможе активізувати внутрішні та зовнішні інвестиції, які охоче будуть вкладатися в сертифіковані виробництва.

Для цього, перш за все, необхідно вирішити кілька проблем, які виникають на підприємствах у процесі побудови системи менеджменту якості. Шляхами подолання даних проблем можуть бути:

1. Проведення серед керівників і головних спеціалістів підприємств навчання, тренінгів та семінарів з метою роз'яснення сутності, необхідності, основних положень систем управління якістю.

2. Навчання всіх працівників та незалежних консультантів частково за рахунок держави, які б змогли якісно працювати і надавати кваліфіковану допомогу підприємствам при запровадженні систем управління якістю.

3. Запровадження фінансової підтримки вітчизняних підприємств (організацій, установ) шляхом здешевлення цільових кредитів для оплати вартості робіт з розроблення, впровадження та підтвердження відповідності систем управління якістю відповідно до національних або міжнародних стандартів.

4 Удосконалення нормативної бази має здійснюватись на основі передового досвіду міжнародної та регіональної практики за двома напрямками:

– удосконалення методології та процедури актуалізації існуючої бази;

– створення методології та процедур розроблення нових, що відповідають сучасним потребам ринку та суспільства.

5. Систему стандартизації можна визнати ефективною, якщо вона забезпечує своєчасне розроблення високоякісних стандартів, що їх результативно використовують в виробництві. З цією метою доцільно

запропонувати для удосконалення національної нормативної бази такі заходи:

– розроблення методології визначення пріоритетних напрямів стандартизації на засадах вивчення попиту та прогнозування розвитку нових об'єктів стандартизації;

– розроблення підходів та методології стандартних досліджень з використанням інструментів управління знаннями з метою інтеграції стандартизації в дослідження та проектування;

– розроблення методики оцінювання якості для проведення актуалізації нормативної бази.

Список використаних джерел

1. Наказ Президента України Про заходи щодо підвищення якості вітчизняної продукції: від 23 лютого 2001 р. №113 / 2001 // rada.kiev.ua/
2. Зіміна Г.К. Стандартизація систем управління якістю, згідно стандартів серії ISO 9000 - 2000 (у схемах). - Київ: ШАУЗ. - 2003. - 255 с.
3. Крылова Г.Д. Зарубежный опыт управления качеством. - М: Издательство стандартов, 1992. - 298 с.
4. Харченко Т.Б. Методика впровадження систем управління якістю на підприємстві // Актуальні проблеми економіки. - 2005. - №12 (54). - С. 152-156.
5. Шаповал М.І. Менеджмент якості: Підручник. - К.: Т-во «Знання», КОО, 2003. - 475 с.
6. Юзьків Я., Тетера В. Роль стандартизації у підвищенні якості та конкурентоспроможності вітчизняної продукції, процесів і послуг // Стандартизація, сертифікація, якість. - 2006. - №5. - С. 16 - 20.

Аннотация

СУЩНОСТЬ И ПРОБЛЕМЫ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ НА ПИДПРИЕМСТВАХ

Листопад І.О. к.т.н., доц., Гудима І.В., студ.

В статье проанализированы сущность, состояние и проблемы внедрения современных систем управления качеством (СУК) на украинских предприятиях. Рассмотрены причины, которые препятствуют развитию и совершенствованию СУК предприятия

Abstract

ESSENCE AND PROBLEMS OF INTRODUCTION OF CONTROL SYSTEM BY QUALITY ON PIDPRIEMSTVAKH

Листопад І.О. к.т.н., доц., Гудима І.В., студ.

The paper analyzes the essence status and trends of the introduction of modern quality management systems (QMS) at the Ukrainian enterprises. The reasons that hinder the development and improvement of QMS business

УДК 658. 26: 338.43

КОМПЛЕКСНА СИСТЕМА ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ВІД ПОНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Калініченко В.М. к.с-г.н.
Полтавська державна аграрна академія

Ришард Титко
Об`єднання шкіл електричних (м. Краків, Польща)

В статті описано комплексну систему теплозабезпечення фермерського господарства з використанням відновлюваних джерел енергії. Комплекс дозволяє повністю відмовитись від традиційних видів палива при теплозабезпеченні та створенні необхідного мікроклімату у житлових та господарських приміщеннях. До складу комплексу входять сонячні колектори, тепловий насос, твердопаливних котел для спалювання біомаси. Система управляється центральним мікроконтролером, що оптимізує роботу усіх компонентів системи

Постановка проблеми. Значна частка енергоносіїв у собівартості сільськогосподарської продукції спричиняє залежність сільгоспвиробників від цін на паливо. Переважна більшість сільськогосподарських підприємств та фермерів використовує як джерело енергії природний газ [1, 11]. Впровадження відновлюваних джерел енергії (ВДЕ), і, зокрема біотехнологій дає реальну альтернативу традиційним видам палива. Комплексне використання джерел ВДЕ дозволяє враховувати особливості кожного з видів ВДЕ та оптимально їх використовувати.

Аналіз основних досліджень. Значний інтерес у світі та Україні відновлюваними джерелами енергії обумовлює велику кількість наукової та науково-популярної літератури з цієї тематики. У працях широко висвітлюються технічні, екологічні та економічні аспекти використання таких основних джерел альтернативної енергетики, як енергія сонця та вітру [3, 4], теплові насоси [7-9], енергія біомаси [1, 10, 11] та ін. Наводяться приклади практичного використання одного або двох джерел ВДЕ при теплозабезпеченні невеликих житлових будинків, готельних та санаторних комплексів. Найчастіше в таких системах використовується тепловий насос та геліосистема [5, 6]. Досвід Польщі показує економічну та екологічну ефективність використання комбінованих систем теплозабезпечення з використанням відновлюваних джерел енергії [6].

Мета. Метою нашого дослідження була оптимізація енергозабезпечення фермерського господарства за допомогою ВДЕ.

Матеріали і методи досліджень. Для побудови комплексної системи нами було вибрано фермерське господарство пана Мирослава Віта в селі Дзевенцьоли 37 гміна Мехова (Польща). Нажаль зараз в Україні відсутність

реальної підтримки держави у впровадженні ВДЕ робить реалізацію такого типу проекту практично не можливою. У липні 2010 року господарем фермерського господарства Мирославом Вітом було отримано згоду від Агентства Модернізації і Реструктуризації сільського господарства Польщі на дофінансування проекту комплексної системи для отримання енергії з відновлюваних джерел. Розмір до фінансування складає 50% від загальної вартості проекту (100000 злотих). У проект було включено наступні види робіт та обладнання: тепловий насос, сонячні колектори, твердопаливний котел, брикетувальний агрегат та допоміжне обладнання і монтажно-налагоджувальні роботи.

До цього на житловому будинку вже було встановлено геліосистему з двома сонячними колекторами. Тому розбудову комплексної системи не потрібно було починати з нуля. Нами було проведено розробку проекту комплексної системи теплопостачання на основі вже існуючих у господарстві систем і обладнання. Результатом останньої стадії роботи стало поєднання різних джерел відновлюваної енергії у єдину систему, та оптимізація її роботи за допомогою єдиного мікроконтролера, програма управління для якого було складено на основі попередніх досліджень окремих агрегатів системи.

Результати досліджень. Комплекс обладнання здійснює гаряче водопостачання та підтримання мікроклімату житлового будинку, господарських приміщень та робочих приміщень (зокрема овочесховища і свинарника). Обладнання забезпечує отримання теплової енергії для опалення та теплозабезпечення у загальній кількості до 2000 кВт. Виконується примусова вентиляція соломи холодним повітрям від теплового насосу для покращення її стану при зберіганні. Крім того охолоджене повітря подається у овочесховище для зберігання картоплі та іншої городини у ящиках. Житловий будинок заплановано використовувати для прийому туристів загальною кількістю до 20 осіб одночасно. Через це, головним чином у літній період, витрати води з системи ГВП збільшаться приблизно у 4 рази. У зв'язку з цим стає доцільним встановлення збільшення потужності існуючої геліосистеми. Виходячи з норм витрати води на одну особу, необхідно додатково встановити 2 баки-накопичувачі гарячої води загальною ємністю 600 л.

Для розрахунку параметрів комплексної системи енергопостачання фермерського господарства в якості вхідних умов було враховано технічну характеристику господарських та житлових приміщень, агрегатів і машин, задіяних у виробництві сільськогосподарської продукції, а також загальний обсяг посівних площ та структуру посівів.

Площа та структура посівів у фермерському господарстві. Загальна площа фермерського господарства складає 22 гектари, шість з яких зайнято під пшеницю, жито та овес, 2 ліс та непридатні землі, а інші під городину. Крім того, господарство спеціалізується на вирощуванні поросят на продаж. Щорічно вигодовується в середньому до 300 голів. Молоко і птиця, що вигодовуються у господарстві повністю використовуються на власні потреби. Годівля тварин повністю забезпечується за рахунок власних кормів. При вирощуванні тварин використовується підстилковий метод.

Тобто це багатопрофільне господарство з дрібнотоварним виробництвом сільськогосподарської продукції, у якому немає чітко вираженої спеціалізації.

Технічна характеристика господарських та житлових приміщень. Для розрахунків потреби у тепловій енергії для опалення приміщень використовувались дані про характеристику приміщень, їх площу та ін. Двоповерховий окремий приватний будинок на одну сім'ю з гаражем та топочною у підвальному приміщенні має площу 290 м^2, тваринницькі приміщення – 220 м^2, а гараж, мастерні та інші господарські приміщення ще 460 м^2. Загальна площа садиби господарства становить 1800 м^2. Біля житлових приміщень та навколо господарських об'єктів знаходиться забетонована площадка.

Крім господарської діяльності з виробництва сільськогосподарської продукції з метою отримання додаткового доходу пан Віт почав займатися і «зеленим туризмом». За законодавством та податковою системою Польщі, агротуристині господарства, розташовані у сільській місцевості, що використовували у якості готелю не більше 5 кімнат (кількість ліжок не обумовлюється), повністю звільняються від будь-яких податків на цей вид діяльності. У літній період 5 кімнат другого поверху використовуються у якості готелю за системою «зеленого туризму». Житловий будинок заплановано використовувати для прийому туристів загальною кількістю до 20 осіб одночасно. Через це, головним чином у літній період, витрати води з системи ГВП збільшуються приблизно у 4 рази. Для забезпечення туристів гарячою водою у літній, туристичний сезон було заплановано встановлення додаткових потужностей для підігріву води.

Загальна кількість енергії необхідна для теплозабезпечення господарства скдадає

$$Q^{\text{ð}_{\text{ïîòð}}}_{\text{ÃÂÏ}+\text{ÑÎ}} = Q^{\text{ð}_{\text{ïîòð}}}_{\text{ÃÂÏ}} + Q^{\text{ð}_{\text{ïîòð}}}_{\text{ÑÎ}} = 9458 + 16000 = 25458 \text{ кВт·год}, \qquad (1)$$

де $Q^{\text{ð}_{\text{ïîòð}}}_{\text{ÃÂÏ}}$ – річна потреба у тепловій енергії для гарячого водопостачання;

$Q^{\text{ð}_{\text{ïîòð}}}_{\text{ÑÎ}}$ – річна потреба теплової енергії для системи опалення.

Оптимізація одночасної експлуатації кількох відновлюваних джерел енергії. На основі власних досліджень існуючого до цих пір стану роботи опалювальних пристроїв у вищевказаному господарстві, представлено концепцію поєднання різних опалювальних пристроїв у єдину систему та оптимізацію їх роботи. Для цілей теплопостачання на початку реалізації проекта було запропоновано до використання сонячну енергію, низькопотенційне тепло тваринницької ферми та біомасу з відходів сільськогосподарської продукції. Надлишки соломи, що не використовувалися у тваринництві та сидерації полів, відходи деревини з власного лісу та деревина з плантації вирощуваної в господарстві енергетичної верби було запропоновано брикетувати. Ця додаткова операція дозволила підвищити технологічність процесу спалювання біомаси у твердопаливному котлі та підвищити якість палива, зокрема зменшити вологість. Крім того зменшилися площі та

покращилися умови зберігання біомаси для спалювання.

Відходи сільгосппродукції (гичка буряків, рідкий гній зі свиноферми) вивозяться до найближчої біогазової установки, підпорядкованої гміні. Від гміни господарство отримує натуральне добриво.

На даний час встановлений комплекс обладнання з ВДЕ повністю забезпечує потреби господарства у тепловій енергії у кількості за рахунок використання геліосистеми, теплового насосу та твердопаливного котла для спалювання брикетів з соломи та деревини. Новий комплекс обладнання виконує також такі додаткові функції по відношенню до бувшого як вентиляція соломи та підтримання мікроклімату у овочесховищі і свинарнику.

Комплекс обладнання з ВДЕ (рис. 1) для повного забезпечення енергетичних потреб господарства у відновлюваній енергії включає до свого складу геліосистему з 4 колекторів, тепловий насос та твердопаливний котел для спалювання брикетів власного виробництва з відходів соломи, деревини та енергетичної верби.

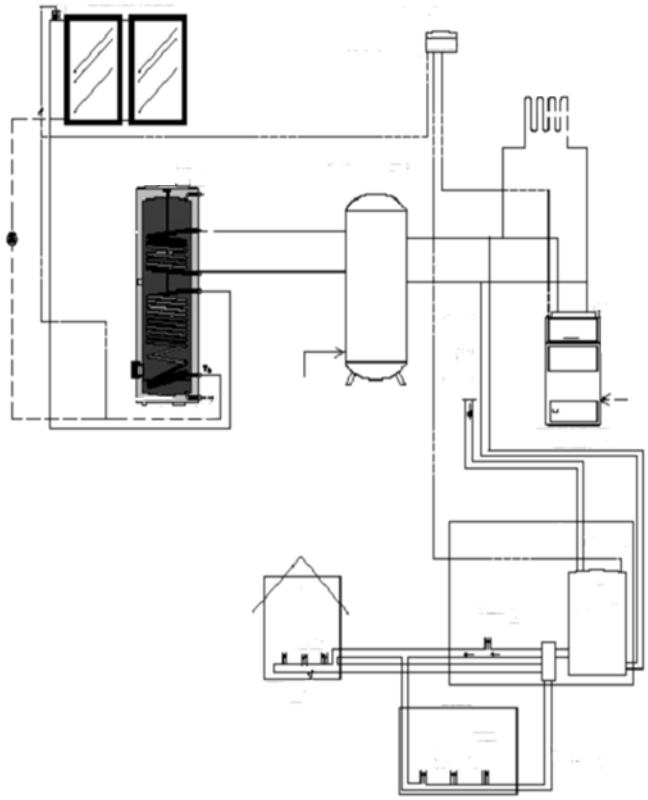


Рис. 1 – Система теплозабезпечення фермерського господарства:

1 – сонячні колектори; 2 – твердопаливний котел для спалювання брикетів; 3 – тепловий насос; 4 – бак накопичувач на 300 л; 5 – плащовий бак-акумулятор на 120 л; 6 – склад сіна просушуваний холодним повітрям; 7 - овочесховище; 8 – циркуляційний насос контуру геліосистеми; 9 – підпитка холодною водою; 10 – система опалення; 11 – тепле повітря зі свинарнику; 12 − система ГВП; 13 – мікроконтроллер

Геліосистема. Туристичний сезон припадає на літні місяці, коли сонячне випромінення є максимальним. Отже, підвищені потреби господарства у гарячій воді влітку співпадають з високою ефективністю геліосистеми і тому для задоволення потреб у підігріві води для туристів геліосистема

підходить якнайкраще.

Тепловий насос типу “повітря – вода”. Для модернізації системи тепло енергопостачання господарства в ході реалізації завдань дисертаційного дослідження, нами, спільно з господарями був встановлений тепловий насос HEWALEX WBR – 4,5 – B1 з тепловою потужністю $P^t_{\text{ОІ}}$ = 3,8 кВт·год. В якості низькотемпературного джерела живлення теплового насосу використовується повітря, що надходить від повітряного теплообмінника по трубам ПВХ з діаметром умовного проходу 200 мм. Повітряний телообмінник в свою чергу використовує тепло, що утворюється в результаті життєдіяльності свиней у свинарнику. У літній період охолоджене повітря відводиться на підлогу свинарника. У період від листопада до березня воно подається вентиляційним каналом ПВХ умовним діаметром 200 мм до овочесховища. Таким чином, покращено вентиляцію та знижено температуру в приміщенні для зберігання картоплі і городини, що сприяло покращенню умов та збільшенню строків зберігання й, відповідно, зменшенню втрат. Те ж саме повітря використовується для сушіння соломи та відходів деревини. Теплова енергія отримана з повітря передається за допомогою теплоносія (гліколю) до верхнього змійовика бака-акумулятора системи ГВП ємністю 300 літрів, який поєднаний ще з двома баками загальною ємністю 600 л. Конструкція бойлера, що знаходиться в котельні дозволяє використовувати теплову енергію не тільки для системи ГВП, але й для опалення житлового будинку.

Твердопаливний котел для спалювання брикетів з соломи та відходів деревини. У рамках модернізації всієї системи теплозабезпечення було виконано заміну застарілого вугільного котла, з ККД близько 60 %, на більш на новий, пристосований також й для спалювання біомаси з ККД близько 80%. Новий котел використовується у якості додаткового джерела тепла у холодні та хмарні дні, коли енергії теплового насосу та геліосистеми недостатньо. Як вказувалося раніше, згідно дослідження за режимами роботи комплексу обладнання при температурі менше +2°С енергії виробленої тепловим насосом не вистачає для опалення та підігріву ГВП, і тоді використовується твердопаливний котел.

Новий котел також пристосований для спалювання брикетів з соломи, дров'яних відходів та деревини з плантації енергетичної верби. Розрахунок кількості брикетованого палива, необхідного для повного теплозабезпечення виконано на наступною схемою (рис. 1).

На рисунку 5.2 показано схему системи теплозабезпечення господарства після модернізації, в якій усі теплогенеруючі пристрої поєднані у єдину систему, що управляється центральним мікроконтролером, оптимізуючим роботу усіх компонентів системи.

Алгоритм роботи для оптимального управління системою теплогенеруючого обладнання з ВДЕ реалізовується на базі програмованого цифрового мікропроцесору MR-210 Multico. Даний алгоритм, реалізований мікроконтролером, дозволяє оптимізувати комплексну систему теплозабезпечення фермерського господарства, враховуючі широке коливання

змінних вхідних параметрів (інтенсивність сонячного випромінення, температура утилізованого повітря у свинарнику, теплотворна здатність брикетів і т.ін.) та потребу у тепловій енергії господарства у даний час. Це дозволяє вибрати режими роботи обладнання за такими критеріями: точне підтримання необхідної температури у системі опалення, вентиляція будинку та допоміжних і господарських приміщень (овочесховища у тому числі), зменшення витрат вугілля та брикетів.

Висновки.

На основі існуючого енергетичного обладнання була побудована модернізована комплексна система енергозабезпечення фермерського господарства М.Віта.

Комплексна система повністю забезпечує тепловою енергією фермерське господарство.

Об'єднання теплозабезпечуючого обладнання у єдину систему, що управляється центральним мікроконтролером дозволило реалізувати алгоритм, оптимізуючий роботу всіх систем. Це дозволяє підтримувати в автоматичному режимі необхідний мікроклімат у приміщеннях, забезпечувати необхідною кількістю гарячої води, зменшує навантаження на обладнання.

Оптимізація процесу теплозабезпечення дозволяє підвищити ефективність обладнання, повністю виключити потребу у вугіллі та зменшити витрати брикетованого палива, а також часу роботи твердопаливного котла.

Використання комплексної системи з оптимізуючим алогоритмом управління дозволяє зменшити заплановану потужність кожного з видів обладнання, що суттєво впливає на загальну ціну проекту.

Список використаних джерел

1. Бородін О., Шевчишин М. Відновлювальна енергетика — перспективи для сільського господарства України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.propozitsiya.com/>
2. Електронний журнал енергосервісної компанії „Екологические системы" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: < http://esco-ecosys.narod.ru/2006_2/art123.html>.
3. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://heliotherm.ru
4. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: < http://solarpol-ua.com.ua/>
5. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://progress21.com.ua/ua/articles/SolarenergyinUkraine>
6. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <Schematy instalacij c.o. i c.w.u. dla domow jednorodzinny wykonany przez biuro projektowe Z500 z Warszawy>.
7. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.teplonasos.com
8. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.viessmann.com
9. «Pompy ciepła» Stiebel Eltron Polska sp. z o. o. Warszawa.
10. Науково-технічний центр «Біомаса» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: < http://www.biomass.kiev.ua>

11. Новітні технології біоконверсії: Монографія /Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуха, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. забарний, Г.М. Калетник, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, С.П. Циганков – К: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 326 с.

Аннотация

КОМПЛЕКСНАЯ СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ФЕРМЕРСКОГО ХОЗЯЙСТВА ОТ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Калиниченко В.М., Ришард Титко

В статье описана комплексная система энергообеспечения фермерского хозяйства с использованием восстанавливаемых источников энергии. Комплекс позволяет полностью отказаться от традиционных видов топлива при теплообеспечении и создании необходимого микроклимата в жилищных и хозяйственных помещениях. В состав комплекса входят солнечные коллекторы, тепловой насос, твердотопливных котел для сжигания биомассы. Система управляется центральным микроконтроллером, который оптимизирует работу всех компонентов системы

Abstract

THE COMPLEX SYSTEM OF PROVIDING OF FARM A HEAT IS FROM PROCEEDED IN ENERGY SOURCES

V. Kalinichenko, Rishard Titko

The complex system of providing of farm a heat is described in the article. A complex allows fully to give up the traditional types of fuel at теплозабезпеченні and creation of necessary microclimate in housing and economic apartments. Sun collectors, heat-pump, enter in the complement of complex, caldron for incineration of biomasses. The system is managed a central microcontroller which optimizes work of all of the tools of the system

УДК 664.121.032.3

УТОЧНЕНІ УМОВИ УТВОРЕННЯ СТРУЖКИ ПРИ ЗРІЗАННІ КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКА БУРЯКОРІЗАЛЬНИМИ НОЖАМИ

Фабричнікова І.А., асист., Євдокимов В.М. студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статті приведені теоретичні дослідження процесу утворення бурякової стружки, що дозволяють обґрунтувати та вплинути на якість технології підготовки цукрового виробництва

Постановка проблеми. Для вилучення цукру коренеплід цукрового буряка зрізується бурякорізальними ножами в стружку (рис.1). Якість бурякової стружки є одним з визначальних чинників ефективності бурякоцукрового виробництва. Тому вивчення процесу зрізання буряка в стружку є актуальним і представляє науковий інтерес.

Наукова новизна. Здобуття параметрів випереджаючої тріщини, що виникає при утворенні бурякової стружки.

Аналіз останніх досліджень показав, що багато дослідників [1 - 4] вивчали механічні параметри процесу отримання бурякової стружки: кути заточування бурякорізальних ножів, їх профіль, товщину леза, швидкість подачі коренеплодів в зону різання. Адаменко А.П. узагальнив виробничий досвід поліпшення якості бурякової стружки [5]. Але теоретичне обґрунтування отримання параметрів бурякової стружки в приведених роботах відсутнє.

Мета. У даній статті ми хочемо, по-перше, теоретично обґрунтувати основи процесу утворення бурякової стружки і, по-друге, уточнити умови виникнення випереджаючої тріщини.

Результати досліджень. Вказана мета досягається тим, що не просто введене поняття випереджаючої тріщини при утворенні бурякової стружки, а теоретично описані і визначені її геометричні параметри.

Основні вимоги до якості бурякової стружки, згідно Правил усталеної практики 15.83-37-106:2007р.:

– гладкість поверхні без тріщин, рваних країв;

– рівномірність у розрізі по довжині, однорідний профіль і однакова товщина;

– достатня міцність на розрив, вигин і зминання;

– хороша проникність протягом усього процесу сокодобування;

– проста форма поперечного перерізу.

Таким вимогам якнайповніше відповідає стружка ромбоподібного і квадратного перерізу (рис.1, г), яка і використовується останнім часом на цукрових заводах України [5].

При утворенні бурякової стружки остання деформується і в процесі різання набуває криволінійної форми. Вважатимемо стружку тонкою пластиною, а самі деформації малими. Обчислимо вільну енергію зігнутої пластинки.

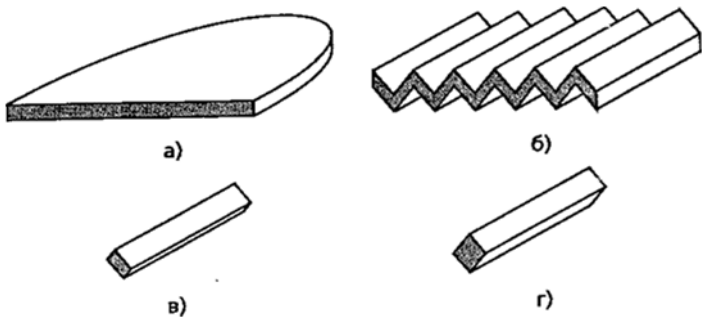


Рис.1 – Профілі стружки:

а) плоска пластина; б) гребінчаста пластина; в) плоска «соломка»; г) ромбовидна «соломка»

Будемо вважати стружку тонкою пластиною (тонкими прийнято вважати пластини з товщиною, малою в порівнянні з розмірами в двох інших напрямках). Самі деформації вважаються малими. В даному випадку критерієм малості деформації є малість зміщень точок пластинки в порівнянні з її товщиною. Обчислимо вільну енергію зігнутої пластинки.

При згинанні пластинки в деяких місцях всередині неї виникає напруга розтягування, а в інших – напруга стиснення. Саме на вигнутій стороні пластинки, очевидно, виникає розтягування (аж до утворення тріщин і розривів волокон), по мірі заглиблення в товщу пластинки це розтягування поступово зменшується, досягаючи в решті решт нуля, услід за чим в подальших шарах поступово збільшується стиснення.

Таким чином, усередині пластинки є нейтральна зона, на якій розтягування взагалі відсутнє, а по двох сторонах її деформація має протилежний знак.

Ця нейтральна зона розміщена по середині товщини пластинки. До того ж слід зауважити, що на вигнутій стороні іноді утворюються тріщини [5], які в деяких випадках приводять до розриву пластинки стружки (рис. 2).

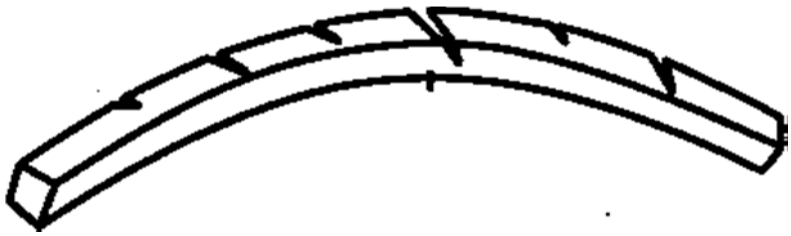


Рис. 2 – Вигляд ушкодженої ромбовидної стружки

Виберемо систему координат з початком в якійсь точці нейтральної поверхні та віссю Z, що направлена по нормалі до неї. Площина X,Y співпадає з площиною пластинки, що не деформується. Позначимо вертикальне зміщення точок нейтральної поверхні, тобто їх Z – координату, літерою ζ (рис.3).

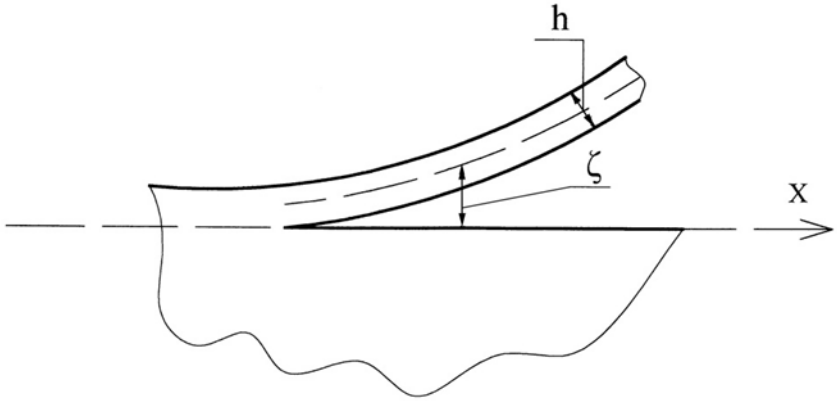


Рис. 3 – Схема утворення стружки

Що стосується компонент зміщення цих точок в площині X,Y, то вони є величинами другого порядку малості в порівнянні з ζ і тому можуть бути покладені рівними нулю. Таким чином, вектор зміщення точок нейтральної

поверхні є $U_x^{(0)} = U_y^{(0)} = 0, \qquad Z_z^{(0)} = \zeta(x,y)$, де верхній індекс позначає, що компоненти відносяться до початку координат.

Оскільки пластина тонка, то, для того, щоб зігнути її, потрібно прикласти до її поверхні порівняно невеликі сили. Ці сили в будь-якому випадку будуть менші, ніж ті внутрішні напруження, що виникають всередині деформованої пластинки завдяки маючим в ній місце напруженням розтягнення та стискання. Оскільки пластина ледь зігнута, то можна вважати, що вектор нормалі $\vec{n}$ направлено по вісі Z. Таким чином, на обох поверхнях повинно бути

$$\sigma_{xz} = \sigma_{yz} = \sigma_{zz} = 0, \tag{1}$$

де σ_{xz}, σ_{yz}, σ_{zz} – компоненти тензора напруг.

Але оскільки товщина пластинки мала, то з рівності цих величин нулю на двох сторонах витікає, що вони малі і в середині неї. Таким чином, ми приходимо до висновку, що по всій пластинці компоненти σ_{xz}, σ_{yz}, σ_{zz} малі в порівнянні з іншими компонентами тензора напруги. На цій підставі можемо покласти їх рівними нулю і визначити компоненти тензора деформації з цієї умови.

Згідно формулам теорії пружності маємо:

$$\sigma_{zx} = \frac{Å}{(1+\mu)} U_{zx}; \quad \sigma_{zy} = \frac{Å}{(1+\mu)} U_{zy}\ , \tag{2}$$

$$\sigma_{zx} = \frac{Å}{(1+\mu)(1-2\mu)}\left[(1-\mu)\mathrm{U}_{zz} + \mu\left(U_{xx} + U_{yy}\right)\right];$$

В силу (1) будемо мати:

$$U_{zx} = 0, \quad U_{zy} = 0, \quad (1-\mu)U_{zz} + \mu\,(U_{xx} + U_{xy}) = 0, \tag{3}$$

де E – модуль Юнга;
μ – коефіцієнт Пуассона.

Продиференцируємо в (3) перші дві умови та отримаємо:

$$\frac{\partial U_{\mathrm{x}}}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial \mathrm{x}} = 0\,, \quad \frac{\partial U_{\mathrm{y}}}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} = 0\,, \text{ тобто}$$

$$\frac{\partial U_{\mathrm{x}}}{\partial z} = -\frac{\partial U_z}{\partial \mathrm{x}}\,, \quad \frac{\partial U_{\mathrm{y}}}{\partial z} = -\frac{\partial U_z}{\partial y}\,.$$

Після інтегрування будемо мати:

$$U_x = -\mathrm{Z}\frac{\partial U_z}{\partial \mathrm{x}}\,, \qquad U_y = -Z\frac{\partial U_z}{\partial y}\,.$$

Через малість деформації з достатнім ступенем точності замість U_z можна підставити $\zeta(x,y)$ і буде

$$U_x = -Z\frac{\partial\zeta}{\partial \mathrm{x}}, \qquad U_y = -Z\frac{\partial\zeta}{\partial y}. \tag{4}$$

Опускаючи громіздкі перетворення, які включають обчислення варіації вільної енергії і варіації потенційної енергії пластинки, пов'язаної з наявністю зовнішніх сил, що діють, зрештою отримуємо рівняння рівноваги пластинки, яка згинається зовнішніми силами, що діють на неї:

$$\frac{Åh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}\Delta^2\zeta - \mathrm{F} = 0, \tag{5}$$

де $\frac{Åh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}$ – жорсткість пластини при вигині;

$\Delta\zeta$ – оператор Лапласа;

h – товщина пластинки;

F –зовнішня сила.

Остаточно, враховуючи (5), матимемо для сили F і моменту реакції пластини:

$$F = -\frac{Åh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}\left[\frac{\partial^3\zeta}{\partial x^3} + \frac{\partial\theta}{\partial\ell}\cdot\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}\right], \tag{6}$$

$$M = \frac{Åh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}\cdot\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}, \tag{7}$$

де θ – кут між нормаллю $\vec{n}$ до нейтральної поверхні і віссю X;

$\vec{\ell}$ – дотична до цієї поверхні.

При $E = 6\cdot10^5$ Н/м^2, h = 0,04 м і $\mu = 0{,}46$ співвідношення (6) і (7) будуть

$$F = 50{,}6\left[\frac{\partial^3\zeta}{\partial x^3} + \frac{\partial\theta}{\partial\ell}\cdot\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}\right], \tag{6а}$$

$$M = 50{,}6\cdot\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}. \tag{7а}$$

Враховуючи геометричні розміри леза пера бурякорізального ножа, обчислимо похідні. У першому наближенні форму стружки в області різання можна апроксимувати квадратною параболою:

$\zeta = 0{,}33\mathrm{x}^2$ тоді

$$\frac{\partial\zeta}{\partial x} = 0{,}66x, \quad \frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2} = 0{,}66, \quad \frac{\partial^3\zeta}{\partial x^3} = 0. \tag{8}$$

Для обчислення $\left[\frac{\partial\theta}{\partial\ell}\right]$ скористаємося відомим вираженням з диференціальної геометрії для радіусу кривизни кривої:

$$R=\frac{\left(1+\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}\right)^{3/2}}{\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}},\qquad K=\frac{1}{R}=\frac{\partial\theta}{\partial\ell}. \tag{9}$$

Підставляючи в (9) з (8), отримаємо R = 2,87м, $\frac{\partial\theta}{\partial\ell}=0{,}35\,\frac{1}{\grave{\imath}}$.

Розглянемо задачу відриву шару речовини (стружки) від тіла коренеплоду (рис.3).

Від тіла зрізується тонка пластинка товщиною h прикладеними до неї силами, що діють проти сил поверхневого натягнення на поверхні відриву і формою зрізаної пластинки. Знайдемо залежність, що зв'язує величину поверхневого натягнення з формою зрізаної стружки.

Зрізаний шар розглядаємо як пластину, один з країв якої (лінія відриву) закладений. Момент, що вигинає і діє з цього краю, визначається формулою (7).

Робота, вироблена цим моментом при подовженні області відриву на вісь X, а саме δx, дорівнює

$$M\,\frac{\partial\delta\zeta}{\partial x}=M\delta x\frac{\partial^2\zeta}{\partial \mathrm{x}^2}. \tag{10}$$

Умова рівноваги полягає в рівності цієї роботи зміні поверхневої енергії, тобто 2αδx, де α – коефіцієнт поверхневого натягнення, а множник 2 враховує утворення двох вільних поверхонь при розриві. Маємо:

$M\delta x\frac{\partial^2\zeta}{\partial \mathrm{x}^2}=2\alpha\delta x$. Звідки

$$\alpha=\frac{M}{2}\cdot\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}=\frac{Eh^3}{24\left(1-\mu^2\right)}\cdot\left(\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}\right)^2= \tag{11}$$

$$=25{,}3\left(\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2}\right)^2=22{,}04\cdot10^{-4}=2{,}2\cdot10^{-3}\ \text{Н·м}.$$

Обчислення по формулах (6а) і (7а) дають відповідно:

$$\mathrm{F}=0{,}9\cdot10^{-3}\ \text{Н},\quad \mathrm{M}=2{,}57\cdot10^{-3}\ \text{Н·м}.$$

У [1] згадується відрив стружки по випереджаючій тріщині. Проте, окрім згадки, жодної інформації не наведено. Використаємо викладені вище міркування для здобуття параметрів такої тріщини (рис. 4).

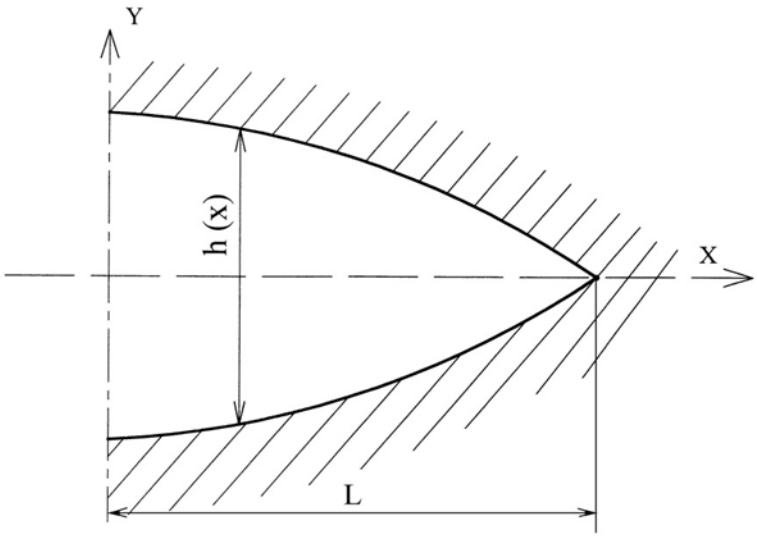


Рис. 4 – Параметри випереджаючої тріщини

У позначеннях рис.4 в теорії пружності наводиться співвідношення для обчислення довжини тріщини L

$$L = \frac{Fy^2\left(1-\mu^2\right)}{\pi\alpha E}, \qquad (12)$$

де F_y – сила, яка згинає стружку, (твірна тріщини, в нашому випадку);
α – коефіцієнт поверхневого натягнення.

Після підстановки в (12) чисельних значень отримаємо $L = 3\cdot10^{-8}$ м.

Вище викладені міркування відносяться до відриву шару стружки на молекулярному рівні, тобто в процесі відриву стружки від основного тіла долаються сили молекулярного зчеплення. Проте в зоні різання діють макроскопічні параметри: відцентрові сили, сили різання, сили реакцій і тому подібне. Наприклад, для однорідної розтягуючої напруги $\rho(x) = \rho_0$ у зоні різання довжина тріщини дорівнює

$$L = \frac{2\alpha\cdot\mathring{A}}{\pi\left(1-\mu^2\right)\rho_0{}^2}, \qquad (13)$$

Обчислення по (13) при $\rho_0 \cong 52$ Н/м^2 дають значення $L \cong 1{,}5\cdot10^{-3}$ м (1,5 мм).

Висновки:

– утворення випереджаючої тріщини є квінтесенцією утворення стружки;

– параметри випереджаючої тріщини впливають на якість бурякової стружки. Ось чому процесу утворення випереджаючої тріщини слід приділити пильну увагу.

Список використаних джерел

1. Гребенюк С.М. Усилие на ноже при резании сахарной свеклы / С.М. Гребенюк, В.Г. Белик, А.М. Щербаков. Известия вузов СССР. – М:

Пищевая технология, – 1982. № 6 – С.88-94.
2. Гребенюк С.М., Щербаков С.М. Исследование силовых взаимодействий сахарной свеклы с барабаном свеклорезок // Сахарная промышленность. – 1981. №2 – С.22-25.
3. Клименко М.Н. и др. Резание пищевых продуктов лезвием // Пищевая технология. – Известия вузов СССР, г. Краснодар, – 1977. №3 – С.90-93.
4. Щеголев В.Н. Перемещение и вращение корней свеклы в силовом поле резок при резании их на стружку.– Труды ВНИИСПа, 1964, вып. X, С. 34.
5. Адаменко А.П. Отримання бурякової стружки. Узагальнення досвіду.// Національна асоціація цукровиків України УКРЦУКОР, – К., 2002. – 32 с.

Анотація

УТОЧНЕННЫЕ УСЛОВИЯ ОБРАЗОВАНИЯ СТРУЖКИ ПРИ СРЕЗАНИИ КОРНЕПЛОДА САХАРНОЙ СВЕКЛЫ СВЕКЛОРЕЗНЫМИ НОЖАМИ

Фабричникова И.А., Евдокимов В.М.

В статье приведены теоретические исследования процесса образования свекловичной стружки, позволяющие обосновать и повлиять на качество технологии подготовки сахарного производства

Abstract

SPECIFIED TERMS OF FORMATION OF SHAVING AT CUTTING AWAY OF ROOT CROP OF SUGAR BEET BY BEET-CUTTING KNIVES

I. Fabrichnikova, V. Evdokimov

In the article theoretical researches of process are resulted formations of the sugar-beet shaving, allowing to ground and influence on quality of technology of preparation of saccharine production

УДК 631.432.2:53.084.2

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ МОЛОКА З ДОПОМОГОЮ ВІРТУАЛЬНОЇ МІРИ ЯКОСТІ

Гонсьор О.Й., к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

В даній статті розглянуто основні проблеми методології кваліметричних вимірювань. Описано і проаналізовано основні методи оцінювання якості продукції та перспективи їх розвитку. Розроблена структура системи визначення рівня якості продукції з використанням віртуальної міри якості

Постановка проблеми. Основою будь-якого вимірювання є порівняння вимірюваної величини з мірою, яка зберігає і відтворює певну фізичну величину заданого значення [1]. Специфікою кваліметричних вимірювань є відсутність у більшості випадків конкретних фізичних мір якості тієї чи іншої продукції, а наявні базові (стандарт) зразки досліджуваної продукції не завжди відповідають метрологічним вимогам, які ставляться до мір, і не завжди методологічно можна здійснити порівняння досліджуваної продукції із базовим зразком, що, власне, і становить основну проблему реалізації кваліметричних вимірювань.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні дослідження ВМЯП здійснюються на основі основних положень технології віртуальних вимірювальних приладів як однієї із найсучасніших високих інформаційних технологій [2,3] і теорії множин як відповідного розділу математики [4]. Проблематика формування та застосування ВМЯП для оцінювання якості продукції розглядалася у публікаціях [5,6]. Молоко, як об'єкт досліджень, має складну структуру і властивості, тому складно розробити фізичну міру якості молока, яка б відповідала необхідним метрологічним вимогам. Тому є доцільним застосування ВМЯП для його оцінювання.

Мета. Метою даної роботи є розробляння методологічного забезпечення кваліметричних вимірювань і побудова системи для комплексного оцінювання якості молока. Для розв'язання цієї проблеми пропонується використати віртуальну міру якості продукції, яка є теоретичним аналогом відповідної фізичної міри якості.

Результати досліджень. Найчастіше оцінювання якості продукції здійснюється з використанням відносних показників якості K_j, які є функцією двох абсолютних показників якості – оцінюваного $P_{o,j}$ і базового $P_{б,j}$, а їх значення визначають за формулою

$$K_j = P_{o,j} / P_{б,j} \qquad (1)$$

Значення одиничних відносних показників якості K_j завжди лежать у межах $0 \le K_j \le 1$, проте у різних групах залежно від характеру впливу показника на якість продукції загалом вони змінюються по-різному.

Якщо до підвищення рівня якості досліджуваної продукції приводить збільшення значення одиничного оцінюваного абсолютного показника якості продукції $P_{o,j}$ і, відповідно, збільшення одиничного відносного показника якості K_j , то має виконуватися умова $K_j \to 1$ (перша група показників якості). І навпаки, якщо до підвищення рівня якості досліджуваної продукції приводить зменшення значення одиничного оцінюваного абсолютного показника якості продукції $P_{o,j}$ і, відповідно, зменшення одиничного відносного показника якості K_j, то має виконуватися умова $K_j \to 0$ (друга група показників якості). Для першої і другої групи можна встановити базові значення показників якості продукції.

ВМЯП — це відображення реальної фізичної міри якості, виражене математичними і програмними засобами. Віртуальність у даному випадку виражається у сенсі віртуальної імітації певних функцій приладу

математичними і програмними засобами. ВМЯП – це певна множина довільних об'єктів (елементів), об'єднаних за певними загальними для них властивостями (ознаками). Такими об'єктами (елементами) є одиничні абсолютні та відносні показники якості продукції. У кваліметрії як розділі метрології, предметом вивчення якого є питання кількісного оцінювання якості продукції, розглянута вище множина деяких довільних об'єктів (елементів) має назву профіль якості, який є сукупністю кількісних одиничних показників якості продукції [7].

Профілі якості П можуть бути сформовані як із *абсолютних* одиничних показників якості продукції $P_{i,j} = 1, 2,\ldots, n,$ тобто $П_P = \{P_1; P_2;\ldots; P_n\}$, так і з відносних одиничних показників якості продукції $P_{i,j} = 1, 2,\ldots, n$, тобто $П_K = \{K_1; K_2;\ldots; K_n\}$. Відсутність функціональних чи кореляційних зв'язків між окремими одиничними показниками якості продукції відрізняє профіль якості від математичної моделі якості. Отже, профіль якості продукції є окремою комплексною характеристикою її якості і може бути використаний для побудови ВМЯ.

Профілі якості досліджуваної продукції, сформовані з одиничних показників якості, доцільно поділити на дві групи [5]:

• *оцінювані профілі якості* $П_О$, сформовані з оцінюваних показників якості продукції, числові значення яких визначають експериментально шляхом вимірювання відповідних властивостей досліджуваної продукції;

• *базові профілі якості* $П_Б$, сформовані із базових показників якості продукції, числові значення яких встановлюють теоретичними розрахунками залежно від функціонального призначення досліджуваної продукції та потреб споживачів.

Базовий профіль якості можна вважати віртуальною мірою якості досліджуваної продукції.

Для формування профілю якості можна використати як абсолютні, так і відносні одиничні показники якості продукції. При розв'язанні даної задачі доцільно використовувати останні.

Відносний показник якості K_j є функцією двох абсолютних показників якості - оцінюваного $P_{o,j}$ і базового $P_{б,j}$, а його значення визначаємо за формулою (1).

Базовий профіль якості $П_{K,б}$ формуємо як сукупність одиничних зважених базових відносних показників якості $K_{б,зв,j}$, $j = 1, 2,\ldots, n$:

$$П_{K,б} = \{K_{б,зв,1}; K_{б,зв,2};\ldots; K_{б,зв,n}\} \quad (2)$$

$$К_{б,зв,j} = К_{б,j} \cdot m_j \quad (3)$$

де $K_{б,j}$ − значення j-го одиничного базового відносного показника якості продукції;

n − кількість одиничних показників;

m_j − нормалізований коефіцієнт вагомості відносного показника, тобто $\sum_{j=1}^{n} m_j = 1$

Аналогічно:

$$\Pi_{K,o} = \{K_{o,зв,1};\ K_{o,зв,2};\ldots;\ K_{o,зв,n}\} \quad (4)$$

$$K_{o,зв,j} = K_{o,j} \cdot m_j \quad (5)$$

де $K_{o,зв,j}$ − одиничний зважений оцінюваний відносний показник якості, $j = 1, 2,\ldots, n$;

$K_{o,j}$ – значення j-го одиничного оцінюваного відносного показника продукції.

Порівняння профілів $\Pi_{K,o}$ та $\Pi_{K,б}$, сформованих за описаною методикою, здійснюємо шляхом визначення різниць між відповідними одиничними зваженими відносними оцінюваними $K_{o,зв,j}$ і базовими $K_{б,зв,j}$ показниками якості, а абсолютну відмінність ΔП між ними визначаємо як середнє квадратичне значення із суми квадратів отриманих різниць за формулою [6]:

$$\Delta П = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} m_i^2 \left(K_{î,çâ,j} - K_{á,çâ,j}\right)^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} m_i^2 (K_{î,j} - K_{á,j})^2}. \quad (6)$$

Значення ΔП змінюється у діапазоні від 0 до 1, тобто ΔП є [0;1) , причому що ближче значення ΔП до нуля, то ближчі значення оцінюваних показників $K_{o,j}$ до базових $K_{б,j}$ і якість продукції вища.

Крім оцінювання якості продукції, запропонована методика на основі отриманих значень абсолютної відмінності ΔП дозволяє здійснювати сортування досліджуваної продукції за рівнем якості і, відповідно, встановлювати різну ціну на неї. Наприклад, якщо значення ΔП у діапазоні 0 – 0,3, то оцінювана продукція відповідає рівню *1-го ґатунку*, якщо у діапазоні 0,3 – 0,6 – *2-го ґатунку*, а якщо у діапазоні 0,6 – 1 – *3-го ґатунку*. Однак таке сортування продукції є умовним: вказується лише на можливість сортування за описаною методикою, а встановлення реальних меж зміни ΔП для конкретного сорту потребує детального економічного аналізу і не є предметом розгляду даної роботи.

Структура системи оцінювання якості продукції за описаною вище методикою [5] з використанням ВМЯ подана на рисунку.

Оцінка рівня якості продукції $\Delta П = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} m_i^2 (K_{î,j} - K_{á,j})^2}$.

$X_1, X_2, \ldots, X_n$ – вимірювані властивості досліджуваної продукції;

$P_{o,1}, P_{o,2}, \ldots, P_{o,n}$ – оцінювані абсолютні показники якості продукції;

$\Pi_{K,o}$ – оцінюваний профіль якості продукції;

$K_{o,1}, K_{o,2}, \ldots, K_{o,n}$ – оцінювані відносні показники якості;

$\Pi_{K,б}$ — базовий профіль якості (ВМЯП);

$K_{б,1}, K_{б,2},\ldots, K_{б,n}$ – базові відносні показники якості;

m_j – коефіцієнти вагомості відносних показників якості K_j.

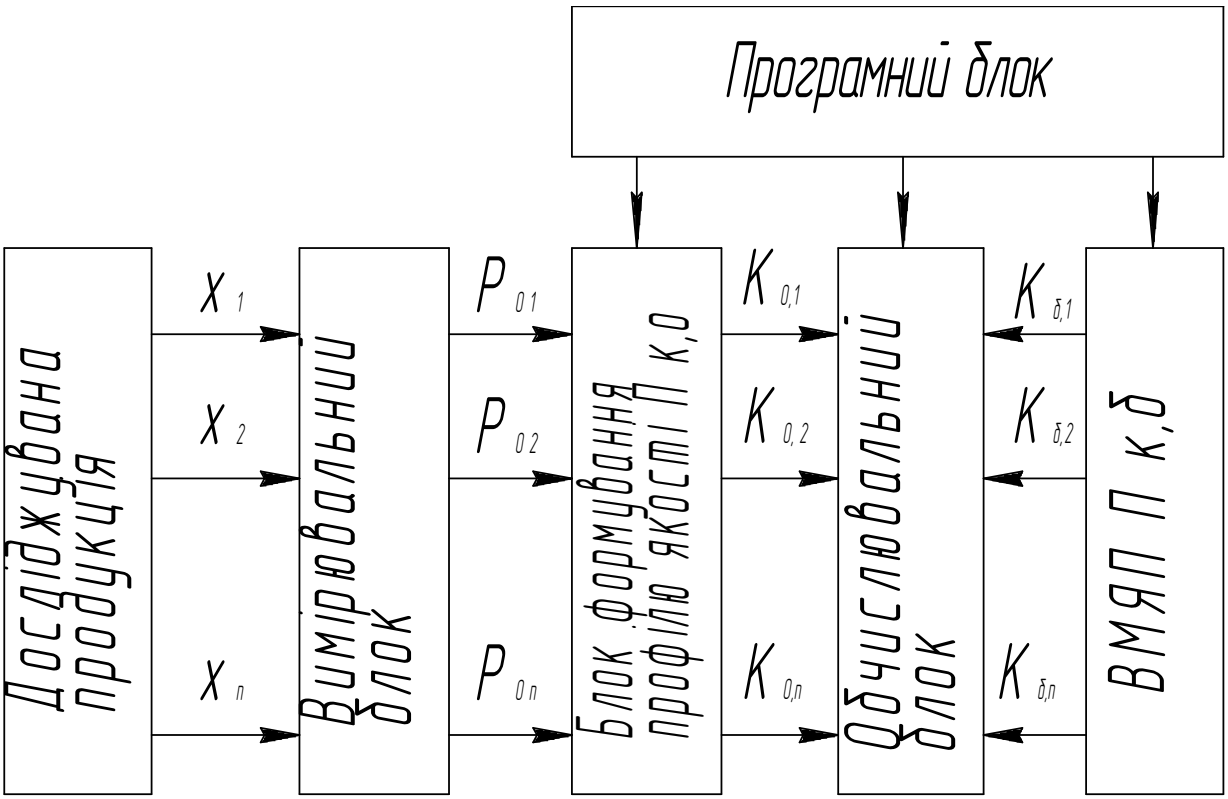


Рис.1 − Структура системи оцінювання якості продукції з використанням ВМЯ

Процедури визначення рівня якості досліджуваної продукції здійснюються програмним методом, тобто всі параметри $K_{б,j}$ ВМЯ $П_{K,б}$ та відповідні коефіцієнти вагомості m_j реалізовано у відповідній програмі визначення рівня якості продукції. Результатом є значення абсолютної відмінності ΔП, тобто оцінка рівня якості досліджуваної продукції, яка відображається на моніторі комп'ютера і може бути використана як у системі оцінювання відповідності продукції, так і для встановлення на неї відповідної ціни.

Як приклад практичного застосування викладеної вище методики побудови ВМЯП та використання її для оцінювання якості продукції розглянемо її побудову для оцінювання якості молока.

Молоко, отримане від різного виробника, відрізняється рядом фізико-хімічних характеристик, які найбільше впливають на його смакові властивості та безпеку. Ці показники, а також одиничні зважені базові $K_{б,зв,j}$, j = 1, 2,…, 5 та одиничні зважені оцінювані відносні $K_{о,зв,j}$, j = 1, 2,…, 5 показники якості молока наведено в табл. 1:

Таблиця 1 − Показники якості молока, що найбільше характеризують його смак та властивості

Показник якості	$K_{б,зв,j}$	$K_{о,зв,j}$
Масова частка жиру, %	$K_{б,зв,Чж}$	$K_{о,зв,Чж}$
Кислотність, °Т	$K_{б,зв,К}$	$K_{о,зв,К}$
Густина, г/см^3	$K_{б,зв,Г}$	$K_{о,зв,Г}$
Масова частка білка, %	$K_{б,зв,Чб}$	$K_{о,зв,Чб}$
Електропровідність, мкСм	$K_{б,зв,Е}$	$K_{о,зв,Е}$

Отже, базовий профіль якості молока $П_{К,б}$, тобто *ВМЯ* молока, відповідно до (2) формуємо як сукупність одиничних зважених базових відносних показників якості $К_{б,зв,j}$, $j = 1, 2,\ldots, 5$:

$$П_{К,б} = \{К_{б,зв,Чж} ; К_{б,зв,К} ; К_{б,зв,Г} ; К_{б,зв,Чб} ; К_{б,зв,Е}\} \quad (7)$$

Показники якості, відповідно до означеного вище поділу, за характером їх впливу на якість продукції розділимо на дві групи.

Перша група − показники якості молока $К_{б,зв,Чж}$; $К_{б,зв,Е}$ які відображають відповідно масову частку жиру та електропровідність, тобто показники збільшення значень яких приводить до підвищення рівня якості молока. Отже, базові значення цих показників $К_{б,j} = 1$.

Друга група − показники якості молока $К_{б,зв,К}$, $К_{б,зв,Г}$; $К_{б,зв,Чб}$; які відображають відповідно кислотність, густину та масову частку білка, тобто показники, збільшення значень яких призводить до *зниження* рівня якості молока. Отже, базові значення цих показників $К_{б,j} = 0$.

Оцінюваний профіль якості молока відповідно до (4) формуємо як сукупність таких *одиничних зважених оцінюваних відносних показників якості* $К_{о,зв,j}$, $j = 1, 2,\ldots, 5$:

$$П_{К,о} = \{К_{о,зв,Чж}; К_{о,зв,К}; К_{о,зв,Г}; К_{о,зв,Чб}; К_{о,зв,Е}\} \quad (8)$$

Як приклад, визначимо якість молока, проби якого досліджувалися у випробувальній лабораторії харчових продуктів. Здійснено випробування трьох зразків молока відомих виробників. Дослідження проводилося відповідно вимогам ДСТУ 4834:2007 «Молоко та молочні продукти». Методи випробувань відповідали чинним нормативним документам.

Результати обчислень наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 − Результати обчислень якості молока

Найменування показників, одиниці вимірювань	Абсолютні показники		Відносні показники		Коефіцієнт вагомості
	$Р_{б,j}$	$Р_{о,j}$	$К_{б,j}$	$К_{о,j}$	
1 Масова частка жиру, %	2,5	2,8	1	0,89	0,251
2 Кислотність, °Т	21,0	14,6	0	0,69	0,227
3 Густина, г/см³,	2,0	1,026	0	0,51	0,149
4 Масова частка білку, %	20	11,05	0	0,55	0,208
5 Електропровідність, мкСм	6	4,45	1	0,74	0,079

Примітка. Значення усіх величин, указаних у табл. 2, зведено до стандартних умов.

Числові значення одиничних зважених оцінюваних відносних показників якості молока, отримано за результатами експериментальних лабораторних досліджень проб молока визначенням оцінюваних абсолютних показників

якості та обчислень за формулами (1) і (5). Значення базових абсолютних показників якості встановлено відповідно до вимог ДСТУ 4834:2007 та інших чинних нормативно-технічних документів, у яких регламентовано значення фізико-хімічних характеристик молока та молокопродуктів. Числові значення коефіцієнтів вагомості m_j визначено методом граничних і номінальних значень [8].

Значення абсолютної відмінності між оцінюваним і базовим профілями якості досліджуваних проб молока, визначене за формулою (6), ΔП= 0,211. Таким чином, досліджуване молоко за описаною вище методикою сортування його за рівнем якості умовно можна віднести до 1-го ґатунку і встановити на нього відповідну ціну.

Висновки. Проблемою в оцінюванні якості молока є неможливість створення його реальної (фізичної) зразкової міри якості, тому запропоновано використати віртуальну міру якості, яка є теоретичним аналогом фізичної міри якості. Базовий профіль, що складається з одиничних зважених базових відносних показників якості і реалізований програмним методом, слід вважати віртуальною мірою якості. Визначення рівня якості молока з допомогою ВМЯП дозволяє також поділяти молоко на ґатунки і відповідно до цього встановлювати різну ціну на нього.

Список використаних джерел

1. Якість продукції. Оцінювання якості. Терміни та визначення: ДСТУ 2925-94. – [Чинний від 1996-01-01]. – К.:Держстандарт України, 1995. – 27 с. – (Державний стандарт України).
2. Трэвис Дж. LabVIEW для всех.Третье издание, переработанное и дополненное / Трэвис Дж., Кринг Дж. – М.: ДМК Пресс, 2008. – 880 с.
3. Евдокимов Ю.К. LabVIEW для радиоинженеров: от виртуальной модели до реального прибора /Ю.К. Евдокимов, В.Р. Линдваль, Г.И. Щербаков Практическое руководство для работы в программной среде LabVIEW. – М.: ДМК Пресс, 2007. – 400 с.
4. Колмогоров А.Н. Элементы теории функций и функционального анализа / Колмогоров А.Н., Фомин С.В. – М.: Наука, 1981. – 543 с..
5. Мотало А. Методологія оцінювання якості та відповідності продукції з використанням віртуальної міри якості / Мотало А., Мотало В. // Вимірювальна техніка та метрологія. – 2008. - Вип. 69. - С. 129—137.
6. Мотало А. Система оцінювання відповідності природного газу/ Стадник Б., Мотало В., Мотало А // Стандартизація, сертифікація, якість. - 2008. - №4. - С. 26-31.
7. Дэйвисон М. Многомерное шкалирование: Методы наглядного представления данных / Дэйвисон М.; пер. с англ. В.С. Каменского. – М.: Финансы и статистика, 1988. – 254 с..
8. Гличев А.В. Прикладные вопросы квалиметрии / Гличев А.В., Рабинович Г.О., Примаков М.И. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 176 с.

Аннотация

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ МОЛОКА З ДОПОМОГОЮ ВІРТУАЛЬНОЇ МІРИ ЯКОСТІ

Гонсёр Е.И.

В данной статье рассмотрены основные проблемы квалиметрических измерений. Описаны и проанализированы основные методы оценивания качества продукции и перспективы их развития. Разработана структура системы определения уровня качества продукции с использованием виртуальной меры качества

Annotation

CREATING OF METODIC EVALUATION QUALITY OF MILK WITH USING OF VIRTUAL QUALITY MEASURE

E. Gonser

In the article the most important problems of qualimetrical measurements are considered. The basic methods of product evaluation and prospects of their development are described and analyzed. The structure of the system of determination of product quality level with using of virtual quality measure is created

УДК 631. 362

СПОСІБ ПІДПОВЕРХНЕВОГО УЛЬТРАМОЛООБ'ЄМНОГО ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ХІМІЗАЦІЇ І РОБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ

Мельник В.І. д.т.н., проф., Лук'яненко О.В. асп., Павленко А.В. студ.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Описаний спосіб підповерхневого внесення рідких засобів хімізації з дозованим розподілом робочої рідини в стані піни по ширині оброблювальної полоси і нанесення її на об'єкт обробки, та робочий орган для його здійснення

Постановка проблеми. Однією з найважливіших задач сільськогосподарського виробництва є отримання максимального урожаю сільськогосподарських культур. Її вирішення можливе тільки при використанні активного захисту сільськогосподарських культур від хвороб та шкідників. Найбільш ефективним і розповсюдженим на даний час методом є хімічний захист рослин, тобто обробка рослин хімічними препаратами, серед яких переважають рідкі засоби хімізації [1]. Їх можна вносити двома способами, поверхневим (з подальшим закладанням або без нього), і підповерхневим.

Недоліками поверхневого внесення є те, що деяка частина робочої рідини непродуктивно втрачається, піддаючись випаровуванню, вивітрюванню, фотохімічному розпаду і т.п.. В більшості випадків препарат, внесений поверхнево, діє тільки проти вегетуючих рослин, тобто нетривалий часовий період. Саме тому такі обробки називають хімічною прополкою. Зрештою все перераховане призводить до зниження загальної ефективності обробок і забруднення навколишнього середовища. При підповерхневому внесенні пестицидів згадані вище проблеми в деякій мірі вдається вирішити, але з'являються нові. Основна з них - зниження надійності технологічного процесу внесення пестицидів із-за засмічення підповерхневих розпилювачів.

Аналіз останніх досліджень показав, що недоліком відомого способу внесення рідких засобів хімізації і робочого органу для його здійснення є їх обмежена здатність для внесення ультрамалооб'ємних доз. Обумовлений такий недолік низькою технологічною надійністю процесу. Він полягає у засміченості і залипанні ґрунтом гідравлічного розпилювача рідини [2]. Цей недолік виявляється тим сильніше, чим менше норма витрати рідини.

Мета. Підвищення якості розподілу рідких засобів хімізації в межах оброблюваної площі.

Результати досліджень. Проблему можна вирішити якщо при під поверхневому, дозованному внесенні рідких засобів хімізації створити з робочої рідини піну і вносити її на оброблювальну смугу в спіненному стані; піну нагнітають всередину виконаної під шаром ґрунту порожнини і потім розподіляють по її дну [3].

Робочий орган для здійснення цього способу є стрілчастою лапою 1 (рис. 1-3) із стійкою 2 в кінематичній тіні якої, на кронштейні 3, закріплений канал 4 для підведення піни в залаповий простір. Між крилами лемешів стрілчастої лапи 1 є козирок 5.

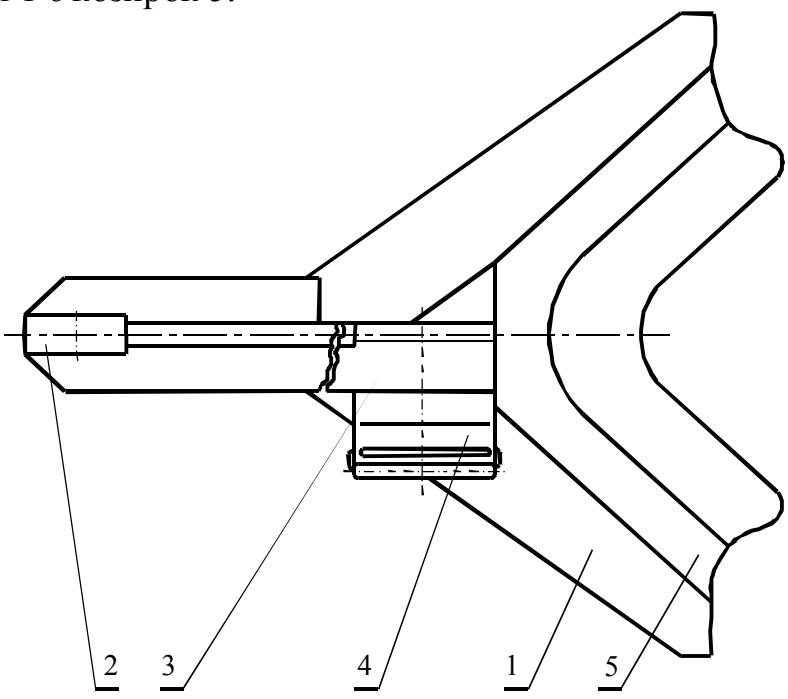


Рис. 1 – Вертикальна проекція робочого органу для підповерхневого внесення рідких засобів хімізації

Технологічний процес підповерхневого внесення рідких засобів хімізації здійснюється в русі робочого органу. Піна подається по каналу в поддаловий простір, обмежений лемешами стрілчастої лапи і сводообразучим козирком. Скупчуючись усередині цього простору піна поширюється по його порожнечах. Надалі ґрунт обсипаючись частково перерозподіляє піну, зрушуючи деяку частину її в центр оброблюваної смуги. Відбувається це з тієї причини, що ґрунт спочатку обсипається по краях, а потім вже і в центрі. Так досягається рівномірний розподіл піни по ширині захоплюваної смуги.

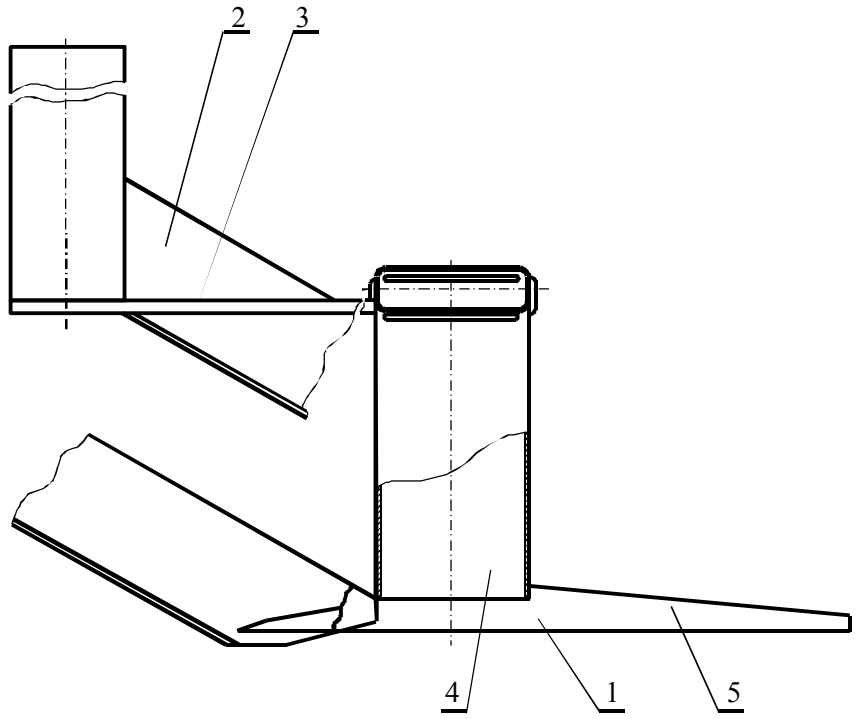


Рис. 2 – Горизонтальна проекція робочого органу для підповерхневого внесення рідких засобів хімізації

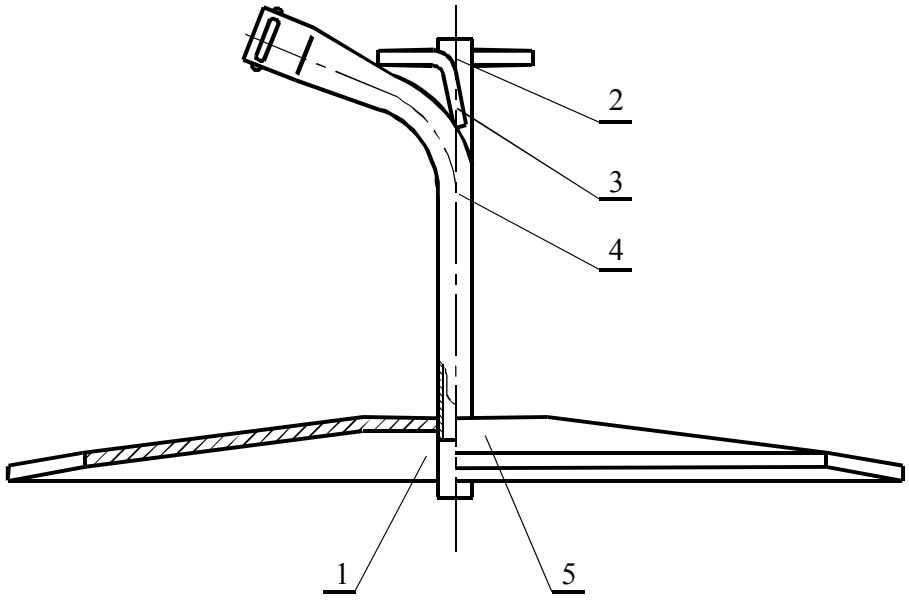


Рис. 3 – Робочий орган для підповерхневого внесення рідких засобів хімізації (вигляд ззаду)

Висновки. За допомогою описаного способу та розробленої конструкції робочого органу для його здійснення було вирішено проблеми якості розподілу рідких засобів хімізації в межах оброблюваної площі, що дозволяє підвищити врожайність сільськогосподарських культур.

Список використаних джерел

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1 (ч. 4). Машини для захисту рослин від шкідників і хвороб. – Харків: Око, 2002. – 272 с.
2. А.с. 1291054 СССР, А 01 С 23/02. Рабочий орган для внесения жидких удобрений/ Ю.В. Муравьев, С.Х. Дубовской. (СССР).– № 3837048/30-15; Заявлено 30.11.87; Опубл. 23.02.87, Бюл. № 7.- 4 с.
3. Мельник В.І., Лук'яненко О.В. Обгрунтування методу для підповерхневого внесення рідких засобів хімізації в шарі піни. - Вісник. ХНАУ ім. В.В. Докучаева 2009, вып. №11(1), с. 17-19.

Аннотация

РАЗРАБОТКА СПОСОБА ВНУТРИПОЧВЕННОГО ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕД И РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ

Мельник В.И., Лукьяненко А.В., Павленко А.В.

Описан способ внутригрунтового внесения жидких средств химизации с дозированным распределением рабочей жидкости в состоянии пены по ширине обрабатываемой полоси с нанесением пены на объект обработки и рабочий орган для его осуществления

Abstract

DEVELOPMENT OF METHOD OF INTERFLOW BRINGING OF LIQUID ENVIRONMENTS AND WORKING ORGAN FOR HIS REALIZATION

V. Melnik, A. Lukjanenko, A. Pavlenko

The method of bringing in soil of liquid facilities of chemistry is described with the dosed distribution of working liquid in a state of suds on a width the processed half-axis with causing of suds on the object of treatment and working organ for his realization

УДК 621.9

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ СТАНУ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ПРИ РІЗНИХ МЕТОДАХ ОБРОБКИ

Дудніков А.А., Канівець О.В., Дудник В.В., Келемеш А.О.

Полтавська державна аграрна академія

Розглянуті питання зміни властивостей поверхневого шару матеріалу деталей при звичайному та вібраційному деформуванні

Постановка проблеми. Найважливішою задачею, що стоїть як при виготовленні сільськогосподарських машин, так і їх ремонті, є підвищення якості, довговічності та надійності деталей машин шляхом застосування ефективних технологічних методів.

Довговічність деталей визначається не тільки раціональною їх конструкцією і якістю матеріалів, але і, в значній мірі, залежить від технологічних процесів, що впливають на якість поверхневого шару. Дефекти поверхні є осередками зародження втомної тріщини, що визначає передчасне руйнування деталі. Існуючі методи зниження шорсткості поверхні деталей (шліфування, полірування) не дають бажаного результату, оскільки залишкові напруження розтягу, що виникають на поверхневому шарі матеріалу, не перешкоджають зародженню і росту втомних тріщин.

Тому, однією із головних задач при вирішенні питання підвищення надійності і довговічності необхідно вважати вибір таких технологічних операцій і режимів обробки, які б забезпечували в поверхневому шарі матеріалу деталей наявність залишкових напружень стиску.

Аналіз останніх досліджень. Одним із найбільш поширених шляхів вирішення цієї проблеми є зміцнення матеріалу деталей пластичним деформуванням. Цей метод, в останній час, знаходить все більш широке застосування як у вітчизняному машинобудуванні, так і за кордоном через можливості регулювання в широких межах якості оброблюваних поверхонь деталей і ефективності самого процесу зміцнення.

Дослідженнями вітчизняних вчених, а також в роботах закордонних авторів [1, 2, 3] встановлено, що пластичним деформуванням деталей можна значно підвищить втомну міцність і зносостійкість деталей. Поєднання пластичного деформування з вібраційним методом зміцнення дозволяє задовольнити вимоги підвищення міцності, зносостійкості та інших експлуатаційних властивостей деталей.

Мета. Ціллю дослідження є підвищення довговічності деталей за рахунок забезпечення якості поверхневого шару металу при його зміцненні.

Результати досліджень. Стан поверхневого шару оброблюваних або відновлюваних деталей визначається, в значній мірі, технологією та режимом обробки. Необхідно відмітити, що якість відновлюваної поверхні зношеної деталі залежить, перш за все, від метода відновлення, який має значний вплив на її ресурс по наступним причинам:

– поверхневий шар деталі та інструмента, що обробляється, наділений енергією, оскільки молекули і атоми, що знаходяться при поверхні, в зв’язку із наявністю вільних зв’язків сприяють утворенню когезії (зчеплення) і адгезії (прилипання), в результаті чого поверхневий шар набуває особливої будови;

– поверхневий шар утворюється при різноманітних технологічних процесах, які надають необхідну форму поверхні, властивості оброблюваного матеріалу, а також викликають зміну властивостей деталі при її поверхні. При цьому фізико-хімічні параметри поверхневого шару, його структура, напружений стан в значній мірі відрізняються від властивостей іншого матеріалу оброблюваної деталі;

– в процесі обробки параметри поверхневого шару змінюються в більшій степені, ніж по всьому об'єму матеріалу деталі.

Довговічність відновлюваної деталі визначається процесами, що протікають в її поверхневих шарах, які оцінюються наступними параметрами: макро- і мікроструктурою поверхневого шару; напруженнями, що виникають; структурою поверхневого шару після пластичного деформування і зміцнення.

Структура зміцненого поверхневого шару значно відрізняється від основного металу, оскільки несе на собі сліди технологічного процесу обробки.

В результаті пластичного деформування в поверхневому шарі відбувається здвиг в зернах металу, спотворення кристалічної решітки, зміна розмірів та форми зерен. Утворення текстури та здвиги при пластичному деформуванні викликають зміцнення матеріалу оброблюваної поверхні.

Згідно теорії дислокацій зміцнення (наклеп) металу під дією пластичної деформації полягає в концентрації дислокацій біля ліній зсуву. Так як останні оточені полями пружних напружень, то для їх переміщення необхідно більше напруження, ніж в незміцненому шарі.

Наклеп викликає збільшення щільності металу пропорційно ступені пластичної деформації. Це можна пояснити збільшенням кількості дислокацій і вакансій в зміцненому шарі металу. Під час наклепу (зміцненні) змінюються властивості металу: підвищуються твердість і мікротвердість, знижується пластичність, збільшується опір деформації. Глибина зміцнення може бути визначена по зміні мікротвердості, яка буде мати більше значення в поверхневих шарах, тобто відношенням твердості поверхневого шару і вихідного матеріалу.

Зміни в поверхневому шарі відбуваються як за рахунок зміцнення, так і через структурні перетворення і окислювальних процесів, що мають значний вплив на властивості матеріалу. Окислювальні процеси швидко розвиваються в нових шарах поверхні під час обробки, утворюючи окислювальні плівки, що знаходяться в напруженому стані. При обробці тиском внаслідок тертя плівка буде знаходитись в напруженому стані. В контактній зоні тонкі шари підлягають впливу нормальних і тангенційних напружень, набуваючи відповідний рельєф з наступними характерними участками:

– перший шар має підвищену твердість через наявність окисних плівок;

– другий наклепаний шар з сильно деформованою кристалічною решіткою характеризується певною текстурою зерен, внаслідок тангенційних сил тертя;

– третій наклепаний шар має спотворену кристалічну решітку із збільшеною кількістю дислокацій та вакансій;

– четвертий шар являє собою метал з вихідною структурою.

Прагнення отримати поверхневий шар потрібної якості призвело до застосування ефективних технологічних процесів обробки тиском. При цьому на будову, геометричні та фізичні параметри поверхневого шару здійснюють вплив не тільки метод кінцевої обробки, але і її режими.

Правильно назначені режими забезпечують малу глибину першої зони, мінімальну кількість дефектів і необхідний рельєф поверхневого шару з

підвищеною зносостійкістю.

На стан поверхневого шару оброблюваної деталі здійснюють вплив змазка і поверхнево-активні речовини (ПАР). Змазка, що використовується при обробці тиском, сприяє утворенню на контактній поверхні особливої структури. Завдяки явищу адсорбції відбувається утворення змащувальної плівки із орієнтованими шарами молекул.

Молекули речовин, адсорбованих на оброблюваній поверхні, приєднуються до металу. Утворене поверхнево-активне середовище впливає на процес деформування твердих тіл і характер протікання в них деформацій.

Адсорбційні плівки призводять до ефекту пластифікації, тобто полегшують пластичний рух в зернах, що розміщені в поверхневому шарі.

В цілях інтенсифікації процесів обробки металів тиском із застосуванням різних змащувальних речовин потребують більш глибокого вивчення як в практичному, так і теоретичному плані впливу змазки при вібраційному деформуванні. Вирішення цієї задачі дозволить розробити технологічні процеси відновлення зношених деталей машин методом вібраційної обробки.

При вібраційному навантаженні інерційна сила, що виникає, періодично підсилює і послаблює тиск обробляючого інструмента на контактну поверхню.

Під час послаблення контакту відбувається перерозподіл змазки адсорбційного шару. При цьому в момент відриву обробляючого інструмента від оброблюваної поверхні змазка заповнює місця, в яких відсутня змащувальна плівка. Таким чином знижуються сили контактного тертя.

В процесі деформування змазка сприяє зниженню величини і характеру метала, що прилипає на поверхню робочого інструмента, що викликає покращення якості оброблюваної поверхні.

При вібраційному деформуванні із використанням змазки на основі поверхнево-активних речовин шорсткість оброблюваної поверхні знижується суттєво.

Висновки.

Проведені дослідження показали, що при вібраційному деформуванні збільшується кількість зерен, а їх розміри зменшуються, що викликає збільшення їх довжини. При цьому утворюються сприятливі умови для утворення більшої кількості дислокацій, що в свою чергу, призводить до підвищення міцності приконтактних шарів, а відповідно, до підвищення зносостійкості відновлюваних деталей.

Список використаних джерел

1. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей / А.П. Бабичев. – М.: Машиностроение, 1974. – 166 с.
2. Бабичев А.П. Основы вибрационной технологии / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – 694 с.
3. Beseler K. Modern ring rolling practice // Metal Forming. – 1989. – vog.36. – №2 – p. 44-50.

Аннотация

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДАХ ОБРАБОТКИ

Дудников А.А., Канивець О.В., Дудник В.В., Келемеш А.О.

Рассмотрены вопросы изменения свойств поверхностного слоя материала деталей при обычном и вибрационном деформировании

Abstract

THEORETICAL ASPECTS OF THE STATE OF SUPERFICIAL LAYER AT THE DIFFERENT METHODS OF TREATMENT

A. Dudnikov A., O. Kanivets, V. Dudnik V., A. Kelemesh

The questions of change of properties of superficial layer of material of details are considered at ordinary and oscillation deformation

УДК 636.084.74

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРЬОХРІВНЕНВОГО КОРМОЗМІШУВАЧА ІНГРИДІЄНТІВ КОМБІКОРМІВ

Мироненко А.П. мол. н.с.

Інститут тваринництва Національної академії аграрних наук України

За результатами проведених досліджень запропоновано режими роботи кормозмішувача з оптимальним часом змішування компонентів комбікормів

Постановка проблеми. Важливою умовою ефективного використання інгредієнтів комбікормів при виробництві продукції тваринництва є годівля тварин і птиці повноцінними кормами, збалансованими за поживними речовинами, вітамінами і мікро та макроелементами відповідно до запланованої продуктивності. Добре відомо, що нормована годівля тварин повноцінними комбікормами відповідно до зоотехнічних вимог відіграє першочергову роль у підвищенні їх продуктивності [1,2].

Розвиток тваринництва і підвищення його рентабельності можливі лише за умови наявності в госпордарстві достатньої кількості високоякісних і, до того ж, дешевих кормів. Оскільки Україна є однією з провідних країн-виробників зернових культур, актуальним постає питання раціонального використання цього потенціалу і, зокрема, забезпечення господарств концентрованими кормами. Якщо брати до уваги кон'юнктуру ринку, що склалася (наявність великої кількості перехідних залишків продукції, її низька вартість), а також враховуючи те, що в структурі вирощених зернових, через їх

низьку якість, значну частку займає фураж, дане питання набуває ще більшого значення.

В сучасних умовах фермерських господарств з невеликим поголів'ям худоби і птиці користуватись послугами великих комбікормових заводів абсолютно не вигідно. За наявності власної зернової сировини виробники продукції тваринництва і птахівництва повинні мати можливість самим виготовляти якісні комбікорми. Вирішенням цієї проблеми є використання малогабаритних комбікормових установок [1].

Основними процесами, які найбільше впливають на якість комбікормів, є подрібнення і змішування, тому важливо визначити вплив даних параметрів на технологічну ефективність роботи даного обладнання.

Мета. Аналіз багатьох міжнародних виставок, які проводяться в Україні Місті Києві на щорічній Міжнародній агропромисловій виставці-ярмарці, що знаходиться на території Національного комплексу «Експоцентр України», по проспекту Академіка Глушкова,1 та за кордоном, підтверджують, що зарубіжні машинобудівні підприємства заміняють виробництво комплексів машин та обладнання для кормоцехів із старих на нові з удосконаленими конструкціями, а їм на зміну приходять: мобільні, стаціонарні (вертикальні, горизонтальні та похилі) кормозмішувачі зерносуміші, які призначені для приготування повнораціонних, збалансованих комбікормів у відповідності даного раціону, що складено в хазяйстві [2, 3, 5].

Фахівці стверджують, що в цих умовах важливо володіти інформацією не лише про номенклатуру, технічні характеристики та особливості вибору конструкцій змішувачів, робочих органів але й надійність їх в роботі та простоті у обслуговуванні.

Аналіз останніх досліджень. В останні 5-10 років в нашій країні збільшилися посівні площі вирощування сільськогосподарських культур до 15 %, зокрема зернових з яких приготовляємо інгредієнти комбікормів для тварин і птиці [2-4]. Тому на даному етапі приготування збалансованих досить дешевих комбікормів на застарілому обладнанні неефективно, йде впровадження досить нового покоління малогабаритного комбікормового обладнання.

Завдяки розробкам нового кормоприготувального обладнання по приготуванні зерносуміші складає в 1,2 і в 1,5 раза зменшуються, відповідно, питомі затрати електроенергії на одну тону приготовленої кормосуміші. Не викликають сумніву позитивні сторони годівлі свиней, ВРХ, птиці збалансованими комбікормами, найважливішими з яких, крім зниження собівартості продукції, є рівномірність змішування корму [4]. Виробники тваринницької продукції далекого та близького зарубіжжя (Росія та Білорусь) сьогодні вибирають різноманітні моделі мобільних, стаціонарних кормозмішувачів, які приходять назміну стаціонарним кормоцехам більш ефективні в приготуванні, транспортуванні, роботі, обслуговуванні [5-7].

Різні конструкції, технічні характеристики та принципи роботи основних видів кормозмішувачів наведені в працях М.Б. Брагінця, І.П. Мелехова, Я.М. Жиліна, А.С. Клебана, С.В. Мельникова, В.Н. Риженкова, М.А. Борискіна, М.І.

Шафермана, Ю.І. Ревенка [7-10].

Розробкою нових конструкцій, їх робочих органів кормозмішувачів інгредієнтів комбікормів згідно даної класифікації поділяються на: вертикальні, горизонтальні, похилі, а також малогабаритних комбікормових агрегатів, комбікормових установок, міні-комбікормових заводів та лінії попригатуванню інгредієнтів комбікормів займалися видатні вчені: Г.М. Кукта, В.І. Дешко, Ю.І. Ревенкко, В.А. Макаров, А.А. Яцевич, П.В. Василенко, Н.П. Черняєв, Е.А. Раскатова, В.Є. Перельман [9-11].

В перспективі головним напрямком стратегії виробництва нових видів кормозмішувачів для сільськогосподарського призначення стане розробка інтелектуально-нового покоління обладнання, яке буде мати високу технічну і технологічну надійність та будуть оснащені системи автоматизації для контролю і оптимізації виконання технологічних процесів попригатуванні інгредієнтів комбікормів у тваринництві [11].

Результати досліджень. Вертикальна Малогабаритна Комбікормова Установка (ВМКУ-04) призначена для приготування високоякісних інгредієнтів комбікормів для всіх видів тварин і птиці [10, 11].

Комбікормова установка складається:

1.Завантажувального шнека,

2.Рами з електронними вагами та платформою під кормозмішувач,

3.Вертикального трьохрівневого кормозмішувача з основним робочим органом у вигляді шнека та додатковими консольними робочими органами,

4.Вивантажувального шнека,

5.Частотного регулятора для зміни обертів основного та додаткового робочого органів,

6.Ноутбука керування технологічним процесом роботи змішувача.

Загальний вигляд Вертикальної Малогабаритної Комбікормової Установки (ВМКУ-04), показано на (рис.1) при проведенні експериментальних досліджень.

Експерименти проводились в ДПДГ “Кутузівка” на виготовленому експериментальному зразку Вертикального трьохрівневого кормозмішувача інгредієнтів комбікормів в лабораторії механізації та автоматизації технологчічних процесів у тваринництві Інституту тваринництва НААНУ з одночасним усуненням технологічних налагоджень. Технологічний процес змішування зерносуміші буде складатися з 6-ти оптимально вибраних режимів роботи установки на яких ми будемо проводити експериментальні дослідження:

1.Час завантаження робочої зерносуміші(t-1,85хв.);

2.Час на змішування зерносуміші будемо брати до уваги такий:

t - 1хв., 2хв., 3хв., 4хв., 5хв.

3.Час вивантаження зерносуміші(t-1,55хв.);

4.Додавання в робочу суміш вертикального кормозмішувача 1% контрольного компонента кухонної солі.

Оформляється патент на корисну модель.

Вертикальну Малогабаритну Комбікормову Установку (ВМКУ-0,4) ми встановили на електронні ваги: m-300(кг), для зручності дозування робочої

суміші та контрольного компонента, а саме маса завантаження зерносуміщю згідно методики на 85%, становить m-50-60(кг).

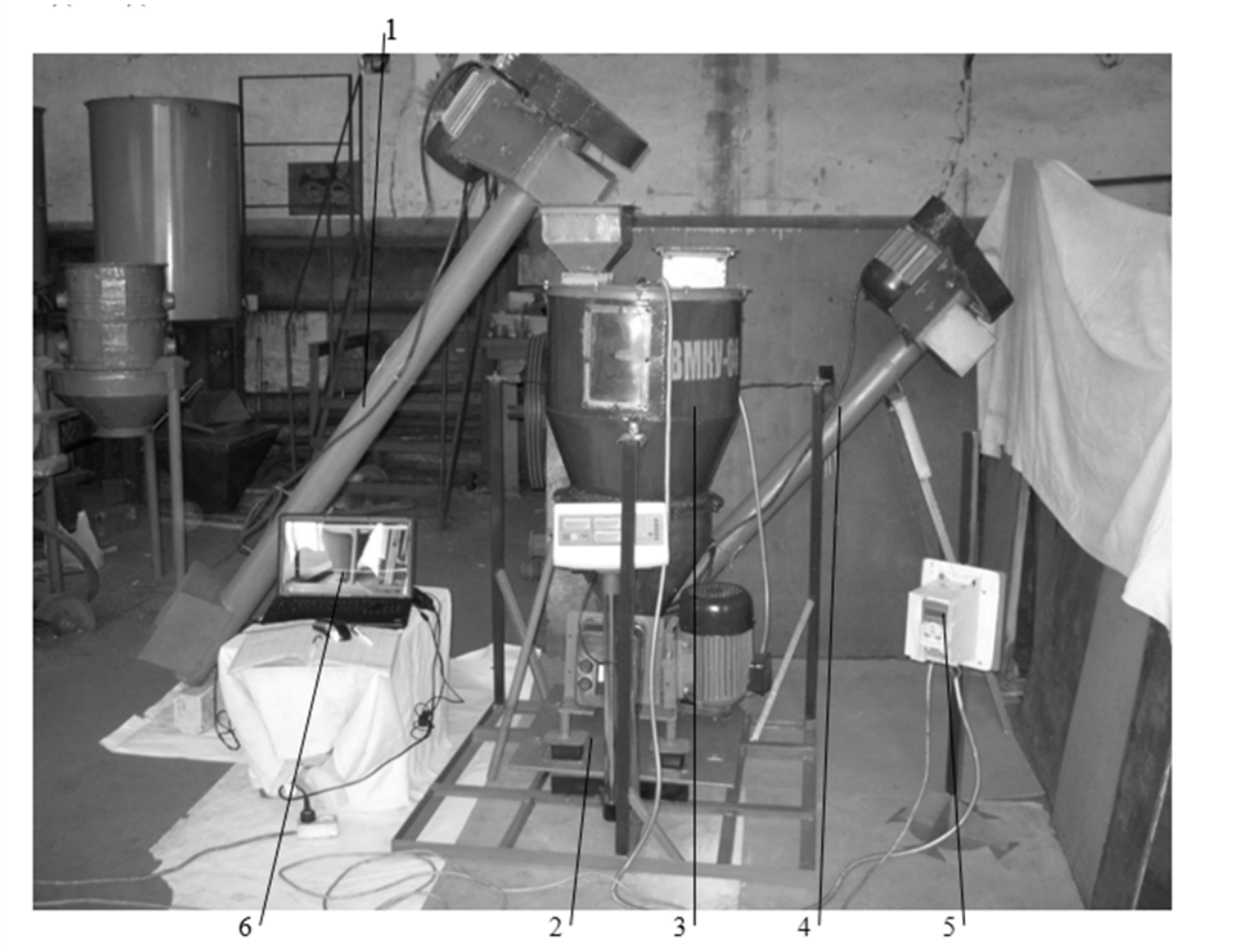


Рис.1 – Загальний вигляд експериментально-дослідного зразка вертикальної малогабаритної комбікормової установки (ВМКУ-04) складається:

Під час завантаження кожної порції зерносуміші на табло висвічується значення маси, виражене в кілограмах. Також встановили нарамі з електронними вагами змішувача додаткові три стійки (жорстко приєднані до платформи з електронними вагами наприклад зварюванням) та розтяжками для устойчивості роботи під час проведення експериментальних досліджень. В нашому конкретному варіанті-технологічний процес змішування інгредієнтів комбікормів будемо варірувати задопомогою чсатотного регулятора зміни частоти обертів робочого органу-вала, марки:ACS-350(0,37.....7,5кВт).

Вертикальна малогабаритна комбікормова установка (ВМКУ-0,4) приводиться в дію через клинопасову передачу від електродвигуна. Змішувач являє собою зварну сталеву конструкцію з високоякісних матеріалів. Тип машини-стаціонарний; продуктивність кормозмішувача (кг/год.), (350-450);потужність електродвигуна складає-2,2кВт; загальна вага установки-120(кг.); номінальна напруга живильної мережі, (Вольт) ($220/380 \pm 5\%$), за власним вибором і місцезнаходженням власника-господаря; частота струму живильної мережі-($50 \pm 0{,}2$),(Гц.); кількість обслуговуючого персоналу-1(чол.);

габаритні розміри, (мм.) $1000 \times 1000 \times 1400$.

Проводячи лабораторні дослідження в ДПДГ "Кутузівка", Харківської області Інституту тваринництва НААНУ на 6-ти режимах роботи:

Режим роботи №1, №2, до складу якого входили такі компоненти:

1.Ячмінь-40%, 2.Пшениця-30%, 3.Овес-30%.

Режим роботи №3, №4, до складу якого входили такі компоненти:

1.Пшениця-40%, 2.Ячмінь-40%, 3.Горох-20%.

Режим роботи №5, №6, до складу якого входили такі компоненти:

1.Горох-30%, 2.Пшениця-45%, 3.Ячмінь-25%.

Робочу суміш завантажували в вертикальний кормозмішувач задопомогою завантажувального шнека вагою m-50-60(кг), який змонтований на вагах електронних, засипаючи власноручно в оглядове вікно 1%-контрольний компонент(окрашений товарний ячмінь), задавали час на змішування зерносуміші, а також при вивантаженні через рівні проміжки часу відбирали n-15 проб в трьох повторностях на лабораторний аналіз.

Для оцінки якості подрібнення компонентів комбікорму вибрано модуль крупності розмелу (М), який визначається методом ситового аналізу за формулою:

$$\grave{I} = \frac{0{,}5 \cdot P_0 + 1{,}5 \cdot P_1 + 2{,}5 \cdot P_2 + 3{,}5 \cdot P_3}{100}; \qquad (1)$$

де P_0 - залишок на дні аналізатора, %;

P_1, P_2, P_3 - залишок на ситах з отворами діаметром 1, 2, 3 мм, (%).

„Правилами організації і ведення технологічного процесу виробництва комбікормової продукції" визначено три системи модуля крупності (в мм):

крупний – 2,60…1,80;

середній – 1,80…1,00;

дрібний – 1,00…0,20.

Ефективність змішування компонентів комбікорму оцінювали по коефіцієнту варіації (Vc) розподілу ключового компонента в мікрооб'ємах суміші за формулою:

$$V_c = \frac{100}{\mathrm{X}} \sqrt{\frac{\sum_{1}^{n} (\mathrm{X}_з - \mathrm{X})^2}{n-1}} \quad ; \qquad (2)$$

де Xi - значення вмісту ключового компонента в пробі, %;

X - середньоарифметичне значення вмісту ключового компонента в суміші, %;

n - число проб.

В стандартах на комбікорми коефіцієнт варіації не встановлено, однак загально прийнято дотримуватись наступних показників:

Vc < 3% – якість суміші відмінна;

3% < Vc < 7% – добра;

7% < Vc < 15 % – задовільна;

Vc < 15 % – погана.

Технологічну ефективність роботи змішувача оцінювали однорідністю змішування компонентів. Ключовим компонентом було обрано кухонну сіль,а також товарне зерно окрашеного ячменя в червоний колір яке в 1%-й кількості від ємкості установки додавалось безпосередньо власноручно в змішувач перед кожним циклом змішування та задаючи час назмішування робочої зерносуміші. При вивантаженні готового продукту за допомогою вивантажувального шнека відбираємо n-15проб в (трьох повторностях) на аналіз по визначенню відсоткового вмісту солі в зерносуміші.

Результати оцінки ефективності змішування свідчать, що кращі результати по якості суміші в обох випадках відповідають часу змішування одна хвилина. при більш тривалому змішуванні проявляється явище сегрегації (самосортування), суміш в деякому ступені розшаровується (vc = 7,5…7,8), але якість суміші залишається доброю.

Користуючись даною методикою у виробничих умовах, можна вирішити завдання оптимізації, тобто отримання максимальної кількості продукції доброї якості на наявному малогабаритному комбікормовому обладнанні.

Висновки.

1.Застосовані в сучасних малогабаритних комбікормових установках технологічні схеми дозволяють виробляти комбікорми, якість яких задовольняє вимоги «Правил організації і ведення технологічного процесу виробництва комбікормової продукції». Однак при цьому необхідне застосування додаткового обладнання для підготовки сировини до базисних кондицій, що не завжди можливо в умовах невеликих господарств.

2.Для отримання задовільних техніко-економічних показників роботи вологість зернової сировини не повинна перевищувати 16-17 %.

3.Для оптимізації технологічного процесу змішування з метою отримання найбільшої продуктивності при кожному переході на інший рецепт комбікорму доцільне проведення попереднього аналізу якості змішування запропонованим методом.

Список використаних джерел

1. ГОСТ 13496.8-72. Комбикорма. методы определения крупности размола и содержания неразмолотых семян культурных и дикорастущих растений [текст] . – введ. 1973-07-01. – М. : Издательство стандартов, 1979. –2 с.
2. ГОСТ 24055-88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. Общие положения [текст]. – Введ. 1989-01-01. – М. : Издательство стандартов, 1988. – 47 с.
3. Правила організації і ведення технологічного процесу виробництва комбікормової продукції [текст]: затв. М-вом Агропромислового комплексу 301 України 20.03.98 : Чинні від 01.07.98. – К. : віпол, 1998. – 220 с. : іл. – 2000 екз.
4. Братерский70 Ф.Д. Повышение эффективности смешивания компонентов

комбикормов [текст] / Ф.Д. Братерский, И.И. Дударев. – М. : ЦНИИТЭИ Минзага СССР, 1981. – 47 с.
5. Бутковский, В.А. Технология мукомольного, крупяного и комбикормового производства (с основами экологии) [текст] : Учеб. / В.А. Бутковский, Е.М. Мельников. – М. : Агропромиздат, 1989. – 464 с. – ISBN 5-10-000513-0.
6. Кожарова, Л.С. Основы комбикормового производства [текст] / Л.С. Кожарова. – М. : Агропромиздат, 1987. – 134 с.
7. ГСТУ 46. 007. 2000 року. Типова методика визначення якості змішування кормів. Загальні положення [текст]. –ввод. 2000-01-01. –М.: Видавництво стандартів, 2000. -45с.
8. Система машин для комплексной механизации сельськохозяйственного производства на 1986-1995гг. Ч.2. Животноводство. –М.: 1988. -514с.
9. Василенко П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований. Механизация сельського хозяйства. – К.: Вища школа, 1985. -266с.
10. Мироненко А.П. Особливості вибору конструкції вертикального трьохрівневого змішувача інгредієнтів комбікормів // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка// Випуск №93. Том №1. – Харків.: 2010 –с. 441-450.
11. Дмитрів Д.В. Технологічні основи виготовлення спіралей шнеків із змінними параметрами для гвинтових змішувачів // Збірник наукових праць Національного аграрного університету// „Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування”. – Том №1. –К.: Видавництво НАУ, 1997.-с.71-73.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО КОРМОСМЕСИТЕЛЯ ИНГРЕДИЕНТОВ КОМБИКОРМОВ

Мироненко А.П.

По результатам проведенных исследований предложены режимы работы кормосмесителя с оптимальным временем смешивания компонентов комбикормов

Abstract

OPTIMAL REGIMES EVALUATION OF VERTICAL TRIPLE-LEVEL COMPLETE FEED MIXER INGREDIENTS

A. Myronenko

This article highlights the experimental research results on feed mixer regimes efficiency evaluation. The regimes proposed to be implemented by optimal time regulation for the complete feed components mix

УДК 637.125.65

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОХОЛОДНИКА МОЛОКА ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПУ

Дмитрів В.Т., к.т.н., Банга В.І., к.т.н., Жінчин Я.С., к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

Проведені експериментальні дослідження охолодника молока пластинчатого типу методом планованого повнофакторного експерименту, на основі яких встановлені оптимальні значення досліджуваних факторів – масової витрати холодоагенту та молока

Постановка проблеми. Використання автоматизованих доїльних установок з охолодниками молока пластинчатого типу вимагає науково - обгрунтованих рекомендацій щодо ефективного їх використання та дослідження оптимальних режимів роботи. В охолодниках молока пластинчатого типу відбувається випадково ймовірнісний нестаціонарний режим протікання теплообмінних процесів з випадковими змінами кількості поступаючого молока та холодоагенту.

Існуючі охолодники молока є металоємні та габаритні і споживають значну кількість холодоагенту. Тому дослідження коефіцієнта теплопередачі охолодника молока пластинчатого типу є актуальним і перспективним. Завданням досліджень є вивчення впливу масових витрат холодоагенту і молока на коефіцієнт теплопередачі охолодника молока.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз робочого процесу охолодження молока [1-3], показав, що існуючі охолодники молока типу АДМ -13.000 з класичною схемою охолодження не досліджено на предмет коефіцієнта теплопередачі від масових витрат холодоагенту та молока.

Мета. Мета роботи − дослідити оптимальні значення факторів від коефіцієнта теплопередачі процесу охолодження молока.

Результати досліджень. Нами проводився планований повнофакторний експеримент. Факторами, які впливають на процес охолодження молока, були масова витрата холодоагенту X, масова витрата молока $Ì$.

За критерії оптимізації прийнято коефіцієнт теплопередачі процесу охолодження молока охолодником пластинчатого типу.

Для пошуку оптимального співвідношення факторів, які б забезпечували максимальний коефіцієнт теплопередачі при мінімальній витраті холодоагенту і максимальній витраті молока, була реалізована матриця повнофакторного експерименту типу 3^3 плану другого порядку Бокса – Бенкіна [4].

Інтервали і рівні варіювання факторів подані в табл. 1.

Використовуючи методику обробки експериментальних даних [4], дані досліджень було перевірено на відтворення. Для цього визначили розрахункове значення критерію Кохрена $G_{ðîç} = 0,15$. Для наших умов допустиме його значення становить $[G]$=0,4775, тобто умова експерименту забезпечується

$G_{\delta\hat{i}\varsigma} \langle [G]$.

Таблиця 1 − Інтервали і рівні варіювання факторів

Рівень варіювання факторів	Кодовані значення	Масова витрата холодоагенту X , кг/с	Масова витрата молока M , кг/с
Верхній	+	0,75	0,25
Основний	0	0,5	0,175
Нижній	-	0,25	0,1
Інтервал варіювання	E	0,25	0,075

Матриця плану і результати експерименту подані в табл. 2.

Таблиця 2 − Матриця плану і результати експерименту

№ експе-рименту	Варіювання факторів		Критерій оптимізації, К
	x_1	x_2	y
1	+	+	1140,5
2	+	-	520,4
3	-	+	1130,4
4	-	-	510,8
5	0	+	1450,6
6	0	-	830,7
7	+	0	830,3
8	-	0	820,2
9	0	0	1140,7

На адекватність одержане рівняння регресії було перевірено за допомогою критерію Фішера для п'ятипроцентного рівня значимості. Розрахункове значення даного критерію становить $F_{\delta\hat{i}\varsigma} = 0{,}72$, а допустиме $[F] = 2{,}101$ тобто виконується умова адекватності моделі $F_{\delta\hat{i}\varsigma} \langle [F]$.

Для визначення оптимальних значень факторів *X, M* математичну модель (1) досліджували за допомогою програмного пакета Mathcad 2000. Двомірний перетини відгуку критерія оптимізації наведено на рис. 1.

В результаті аналізу математичної моделі, проведеного методом двомірних перетинів, одержано двомірний перетин поверхні відгуку, що характеризує вплив таких факторів як масова витрата холодоагента, масова витрата молока, на показник коефіцієнта теплопередачі охолодника молока.

Аналіз експериментальних даних показав (див. рис.1, 2) показав, що максимальне значення коефіцієнта теплопередачі *K* охолодника молока в розглянутому перетині поверхні відгуку відносно факторів масової витрати холодоагента *X* і масової витрати молока *M* рівно 1450,6 має місце при масовій витраті холодоагенту $X = 0{,}5$ кг/с і масовій витраті молока $M = 0{,}25$ кг/с.

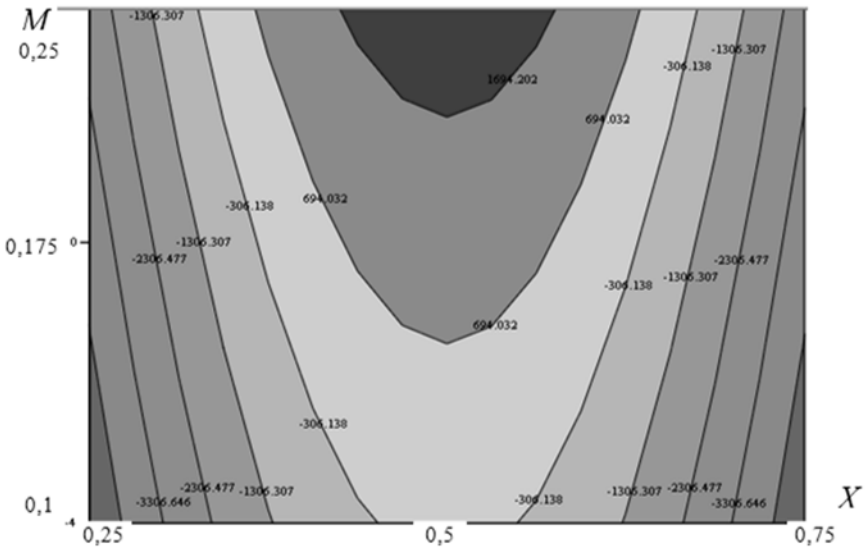


Рис.1 − Двомірний перетин відгуку для вивчення впливу факторів X і M на показник коефіцієнта теплопередачі охолодника молока

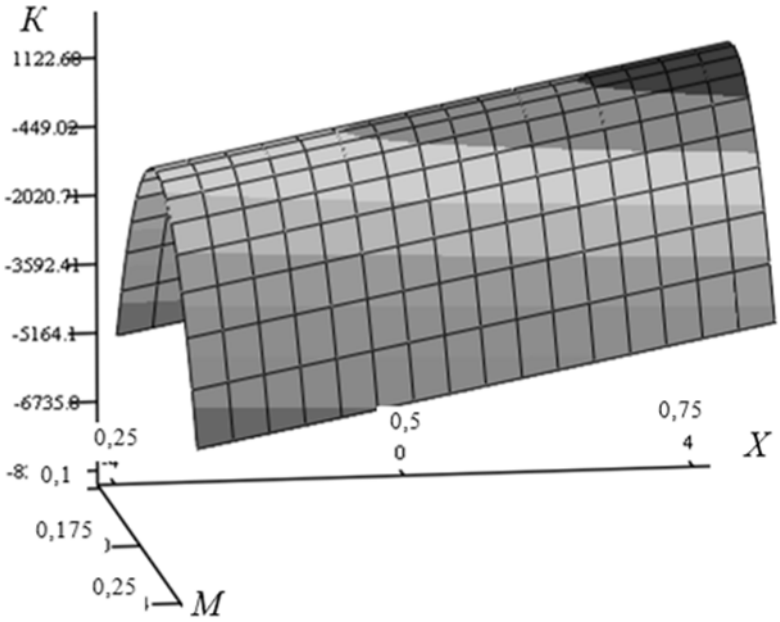


Рис.2 − Геометрична поверхня відгуку для вивчення впливу факторів X і M на показник коефіцієнта теплопередачі охолодника молока

Висновки. На основі проведених експериментальних досліджень визначені оптимальні значення розглянутих факторів які можуть знаходитися в границях: масова витрата холодоагенту молочним охолодником X = 0,38 - 0,62 кг/с , масова витрата молока M = 0,22-0,25 кг/с. При визначених оптимальних параметрах критерій оптимізації прийняв значення 1450,6.

В даному плановаому експерименті не враховано постійні часу перехідної характеристики тепловіддачі теплообмінника при зміні параметрів в процесі дослідження, що вимагає додаткового уточнення як експериментальних досліджень так і методики обробки даних.

Список використаних джерел

1. Витков Г.А. Гидравлические сопротивления и тепломассообмен / Г.А. Витков, Л.П. Холпанов, С.Н. Шерстнев. - М.: Наука, 1994. - 288 с.
2. Золотин Ю.П. Оборудование предприятий молочной промышленности / Ю.П. Золотин и др. М.: Агропромиздат, 1985. - 270 с.
3. Здановская В.Г. Машины и оборудование для переработки молока в фермерских хозяйствах / В.Г. Здановская, Н.А. Королева, Н.П. Мишуров. М.: Информагротех, 1995. – 208 с.
4. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. / В.Р.Алешкин, П.М. Рощин. - Л.:Колос,1980. - 163 с.

Аннотация

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОХЛАДИТЕЛЯ МОЛОКА ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА

Дмытрив В.Т., Банга В.И., Жинчын Я.С.

Проведены экспериментальные исследования охладителя молока пластинчатого типа методом планируемого полнофакторного эксперимента, на основе которых установлены оптимальные значения исследуемых факторов – массового расхода хладагента и молока

Abctract

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE MILK COOLER PLATE TYPE

V.Dmytriv, V.Bancha, Y.Zhinchyn.

Experimental study plate type milk coolers by povnofaktornoho planned experiment on which the optimal value of the factors - refrigerant mass flow and milk

УДК 621.891-621.901

К ВОПРОСУ ВЫБОРА СПОСОБОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗНОШЕННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЛЬВАНИЧЕСКИМИ ПОКРЫТИЯМИ

Гладченко В.Я. к.т.н, доц., Блезнюк В.Н. ст. вкл., Смицька С.В. студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статье приведены способы восстановления изношенных деталей автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин электролитическими покрытиями

В ремонтном производстве автотракторной и сельскохозяйственной техники широкое применение получили электролитические способы восстановления и упрочнения изношенных деталей: хромирование, никелирование, железнение (осталивание), а также электролитическими сплавами на основе железа.

Известно, что при прохождении постоянного электрического тока через раствор-электролит в нем образуется положительные и отрицательные атомы-ионы. Положительно заряженные ионы (ионы металлов) перемещаются к отрицательному электроду-катоду, которым является металлическая деталь, и осаждаются на ее поверхности, образуя металлическое (электролитическое) покрытие. В качества электролитов применяются соли металлов (хрома железа, никеля и др.) в водных растворах.

Электролитические металлы отличаются по своим механическим свойствам от литых металлов. Это объясняется тем, что электролитические металлы имеют такую же металлическую решетку, что и литые, однако в следствии различных условий кристаллизации кристаллическая решетка их получается искаженной. В силу этого осажденные электролитические металлы обладают повышенной твердостью и износостойкостью.

Изменяя режим электролиза (плотность тока, температура и др.), можно в значительной степени изменять и механические свойства осажденных металлов.

При гальванических покрытиях изношенных деталях можно легко регулировать величину припусков на механическую обработку, а в отдельных случаях применять размерное покрытие.

Наибольшее значение для ремонтной практики имеют износостойкие покрытия, применение которых позволит в ряде случаев значительно повысить срок службы восстановленных деталей. К таким покрытиям относится электролитический хром. Хромирование применяется для повышения износостойкости деталей машин и инструментов, для декоративных целей, а также для восстановления деталей с небольшой величиной износа.

Электролитический хром имеет высокие физико-механические свойства: высокую твердость и износостойкость, хорошее сцепление с основным металлом, высокую теплопроводность, высокую стойкость во многих агрессивных средах.

Недостатком процесса хромирования является низкий выход по току (12-15%), малый электрохимический эквивалент (0,323 г/А-ч) и, как следствие, малая скорость электроосаждения и значительный расход электроэнергии. Незначительная толщина хромовых покрытий (до 0,3 мм) ограничивает номенклатуру восстанавливаемых деталей. Низкая смачиваемость маслом усложняет жидкостное трение, а низкая рассеивающая способность электролита приводит к неравномерному распределению металла по поверхности детали.

Вышеперечисленные недостатки хромирования частично можно устранить использованием более производительных электролитов: сульфатно-кремнефторидных, хромированием в проточных электролитах, применением

тока переменной полярности.

Сущность хромирования в проточном электролите и аноидно-струйного хромирования заключается в постоянной подаче электролита в зону электролиза, что обеспечивает перемешивание его в межелектродном пространстве. Это позволяет применять высокие плотности тока (до 200 А/дм^2), что ускоряет процесс хромирования в 4-8 раз.

Применение тока переменной полярности (реверсивного тока) также позволяет вести процесс на высоких плотностях тока (до 120 А/дм^2). Плотность тока при обычном хромировании не превышает 50 А/дм^2.

Существенная сложность технологического процесса хромирования (требуется высокая квалификация рабочего персонала) и его значительная вредность (требуется хорошая вентиляция) ограничивает его применение в ремонтном производстве.

Электролитическое железнение получило более широкое применение для восстановления изношенных деталей машин, т.к. имеет более высокую производительность и позволяет получать покрытия толщиной до 2 мм. Это расширяет номенклатуру восстанавливаемых деталей. Большое значение имеет и более низкая экономичность процесса железнения перед хромированием. Стоимость химикатов для железнения существенно ниже чем при хромировании, к тому же удельный расход электроенергии в 6-7 раз меньше.

Покрытия, получаемые при электролитическом железнении близки по химическому составу к химически чистому железу, а по физико-механическим свойствам – к среднеуглеродистой стали. Поэтому электролитический процесс железнения получил название – осталивание.

Электролиты железнения (осталивания) могут быть: сернокислые, хлоридные, борфтористоводородные, хлористоаммониевые. Наибольшее применение получили хлоридные электролиты (как наиболее производительные). В основе таких электролитов есть хлорид железа $FeCl_2$ $4H_2O$ и соляная кислота H Cl.

Для повышения твердости и износостойкости осадков в электролит железнения вводятся как органические добавки так и соли различных металлов, что приводит к получению электролитических сплавов.

Из всего разнообразия возможных электролитических сплавов для ремонтного производства представляют интерес износостойкие сплавы.

Нами был исследован электролитический сплав железа с фосфором [2]. Был разработан электролит, содержащий, г/л: хлорид железа $FeCl_2$ $4H_2O$ – 150…200, гипофосфат натрия NaH_2PO_2 $4H_2O$ – 10…20, соляную кислоту до pH 0,7-0,8. Температура электролита 50…70°С. Плотность тока 30…40 А/дм^2.

При таком режиме можно получать покрытия толщиной до 1 мм со скоростью электроосаждения 0,25-0,35 мм/час и содержанием фосфора в сплаве 7…10%. Фосфор придает електролитическим осадкам железа особые физико-механические свойства, а термообработка при температуре около 400°С в течении 1 часа значительно повышает их твердость и износостойкость.

Так микротвердость сплава железо-фосфор в исходном состоянии (до термообработки) составляет в среднем Н-50-800, а после его нагрева до 400°С и

выдержки в течении 1 часа достигает в среднем Н-50-1500. Рентгеноструктурный анализ такого сплава показал, что при 400°С происходят фазовые превращения с образованием фосфидов железа, чем и объясняется такое резкое увеличение микротвердости. Это приводит к значительному повышению износостойкости и долговечности восстанавливаемых деталей машин.

Высокие твердость (после термообработки) и теплостойкость электролитического железо-фосфорного сплава позволяет рекомендовать этот процесс не только для восстановления, но и для поверхностного упрочнения деталей, работающих в условиях высоких температур, например толкателей клапанов, поршневых колец и др.

Выводы. Для восстановления и поверхностного упрочнения изношенных деталей машин, гальванические покрытия электролитическим сплавом железо-фосфор из хлоридных электролитов могут найти широкое применение.

Список використаних джерел:

1. Лифшниц Л.Г., Поляченко А.В. Восстановление автотракторних деталей. – М.: Колос, 1996.
2. Гладченко В.Я., Блезнюк В.М. Підвищення зносостійкості гальванічного залізо–фосфорного сплаву шляхом оптимізації процесу електроосадження. Механізація сільськогосподарського виробництва. Зб. наук праць ХДТУСГ, вип. 20, – Харків: – 2003 – С. 62-66.
3. Молчанов В.Ф. Скоростное хромирование. – К.:Техника, – 1996.
4. Мелков М.П. Твердое осталивание автотракторных деталей. – М.: Транспорт, – 1991.
5. Мельников П.С. Справочник по гальванопокрытиям в машиностроении. – М.: Машиностроение, – 2001.

Анотація

ДО ПИТАННЯ ВИБОРУ СПОСОБІВ ВІДНОВЛЕННЯ ЗНОШЕНИХ АВТОТРАКТОРНИХ ДЕТАЛЕЙ ГАЛЬВАНІЧНИМИ ПОКРИТТЯМИ

Гладченко В.Я., Блезнюк В.М., Смицка С.В.

В статті приведені способи відновлення зношених деталей автомобілів, тракторів і сільськогосподарських машин електролітичними покриттями

Abstract

TO THE QUESTION OF CHOICE OF METHODS OF PROCEEDING IN THREADBARE MOTOR-VEHICLE AND TRACTOR DETAILS BY GALVANIC COVERAGES

V. Gladchenko, V. Bleznuk, S. Smitska

In the article the resulted methods of proceeding in the threadbare details of cars, tractors and agricultural machines by electrodeposits

УДК 658.56 (078.5)

ПРИНЦИПИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ

Листопад І.О. доц., к.т.н., Лук'яненко В.М. доц., к.т.н., Листопад О.І. асист.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Розглядається проблема організаційно-економічного удосконалення проблеми і принципів системи управління якістю в промисловому та агропромисловому комплексі України. Розглянуті причини, які сприяють розвитку і використанню принципів управління якістю в організації

Постановка проблеми. Промисловий комплекс України переживає кризу, обумовлену загальним соціально-економічним станом країни, помилками, які були допущені під час занепаду та приватизації, зростанням специфічних галузевих проблем таких як різке скорочення основних виробничих фондів, занепад фінансових проблем, непридатність керівництва до нового управління в сучасних умовах, постійне скорочення виробництва і робочих місць та ін. [1].

Аналіз досліджень та публікацій. За останні роки промислово-виробничий парк кількісно зменшився, морально застарів, фізично зношений, частково занедбав неумілим керівництвом.

Економічний стан виробничих підприємств такий, що в найближчий час докорінне оновлення їх матеріально-технічної бази є досить проблематично. Тому пріоритетною задачею технічної політики на сучасному етапі її здійснення є зупинка процесу катастрофічного зменшення кількісного виробничого складу та відновлення матеріально-технічної бази його сервісного забезпечення [2].

Актуальність проблеми залежить від обґрунтованості політики і стратегії на 10-15 років, модернізації підприємств та основних видів продукції, підтримування власного виробника фінансово, технічними засобами, навчанням персоналу [1].

Мета. Обґрунтувати організаційно-економічне удосконалення принципів управління якістю на сучасному етапі розвитку виробничого процесу в Україні.

Політика в області управління якістю в міжнародному масштабі виробляється Міжнародною організацією по стандартизації (ISO), відомості про яку містяться в міжнародних стандартах ISO 9000 [3, 4].

В рамках технічного комітету ISO, забезпечення, що займається питаннями, і управління якістю (ISO/ТК 176), в 1996 році однієї з робочих груп розроблявся проект міжнародного стандарту ISO 9004, частина 8 «Принципів управління якістю і керівництво по їх вживанню».

Після обговорення підготовленого проекту було прийнято рішення не затверджувати його як стандарт, а випустити у вигляді брошури в допомогу керівникам підприємств і організацій, аби вони мали уявлення про вісім

принципів управління якістю, їх використання в умовах бізнесу з метою успішної реалізації системного підходу і підвищення культури керівництва організацією.

Із зростанням конкуренції в умовах міжнародного ринку управління якістю стає важливим аспектом в керівництві будь-якою організацією. Сформульовані принципи можуть універсально застосовуватися у всіх видах організацій і до всіх груп споживачів.

Що ж таке принципи управління якістю? Це всебічне і фундаментальне правило або переконання, що лежить в основі керівництва організацією і в основі її діяльності, і направлене на довгострокову безперервну роботу по задоволенню потреб споживачів з одночасним обліком потреб всіх зацікавлених осіб і організацій.

Розглянемо вміст і особливості використання кожного з восьми принципів управління якістю.

Принцип 1. Організація, орієнтована на споживача.

Організації залежать від своїх клієнтів, тому вони повинні розуміти поточні і майбутні потреби клієнтів, йти назустріч їх вимогам і прагнути передбачити їх чекання.

Використання даного принципу веде до наступних дій:

– розуміння потреб клієнта і його очікувань по термінах доставки і ціні, доведення цієї інформації у всі підрозділи організації;

– вимір міри задоволеності клієнта і реагування на результати цього виміру;

– розгляд запитів суспільства;

– управління взаєминами клієнта і суспільства;

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: робить потреби клієнта видимими по всій організації;

для вироблення мети: забезпечує прямий зв'язок відповідних цілей і завдань з потребами і чеканнями клієнта;

для управління людськими ресурсами: дозволяє добитися того, що персонал даної організації володіє достатніми знаннями і майстерністю для задоволення потреб клієнтів.

Принцип 2. Керівництво

Керівники встановлюють єдність мети, напряму і внутрішнього середовища організації. Вони повністю залучають працівників до досягнення цілей організації.

Використання даного принципу веде до наступних дій:

– розуміння і реакція на зміну зовнішнього середовища, розгляд потреб всіх учасників, включаючи клієнтів, власників, персоналу, постачальників і суспільства в цілому;

– чітке бачення майбутнього організації;

– визначення міри участі етичних моделей на всіх рівнях організації;

– культивування довіри і ліквідація страху;

– передача повноважень підлеглою дорогою забезпечення свободи дій з відповідальністю і звітністю;

– стимулювання працівників і визнання їх вкладу;

– сприяння відкритим і чесним зв'язкам;

– навчання кадрів;

– встановлення перспективних цілей і завдань;

– впровадження стратегії для досягнення даних цілей і завдань. Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: визначення чіткого прогнозу майбутнього організації;

для вироблення мети і завдання: представлення прогнозу у вимірних цілях і завданнях;

для оперативного управління: передача повноважень і залучення працівників для досягнення цілей організації;

для управління людськими ресурсами: дозволяє мати зацікавлену, добре інформовану і стабільну команду.

Принцип 3. Залученість працівників

Працівники є основою організації, їх повне залучення дає можливість використовувати їх знання і досвід для здобуття вигоди організації. При повному залученні працівники будуть:

– брати відповідальність за вирішення проблеми на себе;

– активно шукати можливості для вдосконалення;

– вільно ділитися знаннями і досвідом в групах і бригадах;

– зосереджуватися на створенні цінностей для клієнтів;

– бути ініціативними і творчими в досягненні цілей організації;

– краще представляти свою організацію клієнтам і суспільству;

– отримувати задоволення від своєї роботи;

– пишатися тим, що є частиною своєї організації.

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: працівники вільно вносять вклад до вдосконалення плану і його успішного виконання;

для вироблення мети і завдання: працівники беруть участь у визначенні цілей;

для оперативного управління: працівники залучені в оперативні рішення і вдосконалення процесу;

для управління людськими ресурсами: працівники отримують більше задоволення від своєї роботи і активно прагнуть до професійного зростання і розвитку ради переваг організації.

Принцип 4. Підхід, заснований на процесах

Бажаний результат досягається ефективніше, коли управління ресурсами і всіма видами діяльності розглядається як процес. Використання даного принципу веде до наступних дій:

– визначення процесу для досягнення бажаного результату;

– ідентифікація характеристик процесу і функцій організації;

– встановлення відповідальності за управління процесами;

– ідентифікація входу і виходу процесу;

– при розробці процесу увага приділяється етапам процесу (всім операціям), заходам контролю, навчанню, устаткуванню, методам і матеріалам

для досягнення, бажаного результату.

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: прийняття цього підходу по всій організації приведе до більш передбачених результатів, до кращого використання ресурсів, зменшить час і знизить вартість;

для вироблення мети і завдання: розуміння можливостей процесу дозволяє спрогнозувати на перспективу цілі і завдання;

для оперативного управління: прийняття підходу заснованого на процесах знижує вартість всіх оперативних результатів, запобігає значній кількості помилок, зменшує час циклу і дає більш передбачений вихід;

для управління людськими ресурсами: процесів для управління людськими ресурсами, як виробляються такі процеси, як наймання на роботу, навчання, узгодження потреб організації з можливостями працівників.

Принцип 5. Системний підхід до управління

Ідентифікація, розуміння і управління системою взаємозалежних процесів для заданої мети дозволить підвищити ефективність організації.

Використання даного принципу веде до наступних дій:

– визначення системи шляхом ідентифікації або розвитку процесів, що впливають на задану мету;

– структуризація системи для досягнення мети ефективнішою дорогою;

– розуміння взаємозалежності між процесами системи;

– постійне вдосконалення системи через вимір і оцінку.

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: створення вичерпних і проблемних планів, які сполучають функціональні і процесуальні вхідні дані;

для розробки мети і завдання: цілі і завдання індивідуальних процесів регулюються одночасно з ключовими цілями організації;

для оперативного управління: всебічний аналіз процесів, який веде до розуміння основних причин проблем і своєчасною дією з вдосконалення;

для управління людськими ресурсами: забезпечує краще розуміння ролі і відповідальності для досягнення загальних цілей, знижуючи функціональні бар'єри і удосконалюючи роботу колективу.

Принцип 6. Безперервне вдосконалення

Безперервне вдосконалення є постійною метою організації.

Використання даного принципу веде до наступних дій:

– проведення безперервного вдосконалення продукції, процесів і систем стає метою кожного працівника організації;

– використання основних концепцій вдосконалення – таких, як зростаюче і проривне вдосконалення;

– постійне підвищення ефективності процесів;

– забезпечення кожному членові організації можливості навчання методам і інструментам безперервного вдосконалення (таким як: цикл «план»-«работа»-«проверка»-«действие»;

– вирішення проблеми; процес ренжиринга, і процес інновацій);

– визначення цілей і заходів для управління і контролю вдосконалення;

– визнання удосконалень.

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: використання стратегій і планів бізнесу, що дозволяють використовувати метод безперервного вдосконалення в стратегічному планеруванні бізнесу;

для вироблення мети і завдання: визначення реальних цілей вдосконалення і забезпечення ресурсами для їх досягнення;

для оперативного управління: залучення процесів, що служать в безперервне вдосконалення:

для управління людськими ресурсами: забезпечення всіх службовців методиками, інструкціями і інструментами, а також заохочення за діяльність по вдосконаленню.

Принцип 7. Ухвалення рішень на основі фактів

Ефективність вживаних рішень і виконуваних дій заснована на аналізі даних і інформації.

Використання даного принципу веде до наступних дій:

– проведення вимірів і збір даних і інформації, що відносяться до поставленої мети;

– забезпечення досить точними і надійними даними і інформацією;

– аналіз даних і інформації з використанням дієвих методів;

– використання результатів аналізу для ухвалення рішення;

– ухвалення рішень і їх виконання, засноване на аналізі, з врахуванням досвіду і інтуїції.

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: реальніші і досяжні плани;

для вироблення мети і завдання: більш обґрунтований вибір мети на основі порівняльних даних і інформації;

для оперативного управління: дані інформації дозволяють краще управляти процесом вдосконалення і запобігти майбутнім помилкам;

для управління людськими ресурсами: з'являється можливість аналізувати речення і аналіз даних і інформації з таких джерел, як дослідження зауважень працівників, колективів і робочих груп, і використовувати результати цього аналізу для формування політики керівництва по відношенню до своїх працівників.

Принцип 8. Взаємовигідні стосунки з постачальником

Взаємовигідні стосунки з постачальниками дозволяють обом організаціям добитися більшого успіху в бізнесі.

Взаємовигідні стосунки з постачальниками засновані на:

– виборі і оцінці основних постачальників;

– встановленні таких стосунків, які збалансують здобуття короткострокових і довгострокових переваг;

– створення чітких і відкритих стосунків;

– ініціативі спільного розвитку і вдосконалення продукції і процесів;

– ясному розумінні потреб споживача;

– обміні інформацією координації планів;

– взаємному розумінні поточних і майбутніх потреб споживача;

– визнання удосконалень і досягнень постачальника.

Використання даного принципу дає наступні переваги:

для планування: розвиток стратегічних альянсів або партнерства з постачальниками, що дозволяють добитися переваги над конкурентами;

для вироблення мети і завдання: раніше залучення і участь постачальників, що дозволяє визначити стратегічні цілі;

для оперативного управління: забезпечення надійної і бездефектної доставки продукції;

для управління людськими ресурсами: навчання постачальників, спільні зусилля по вдосконаленню для поліпшення роботи обох організацій.

На рис. 1. представлені етапи принципів управління якістю в організації і форми їх реалізації.

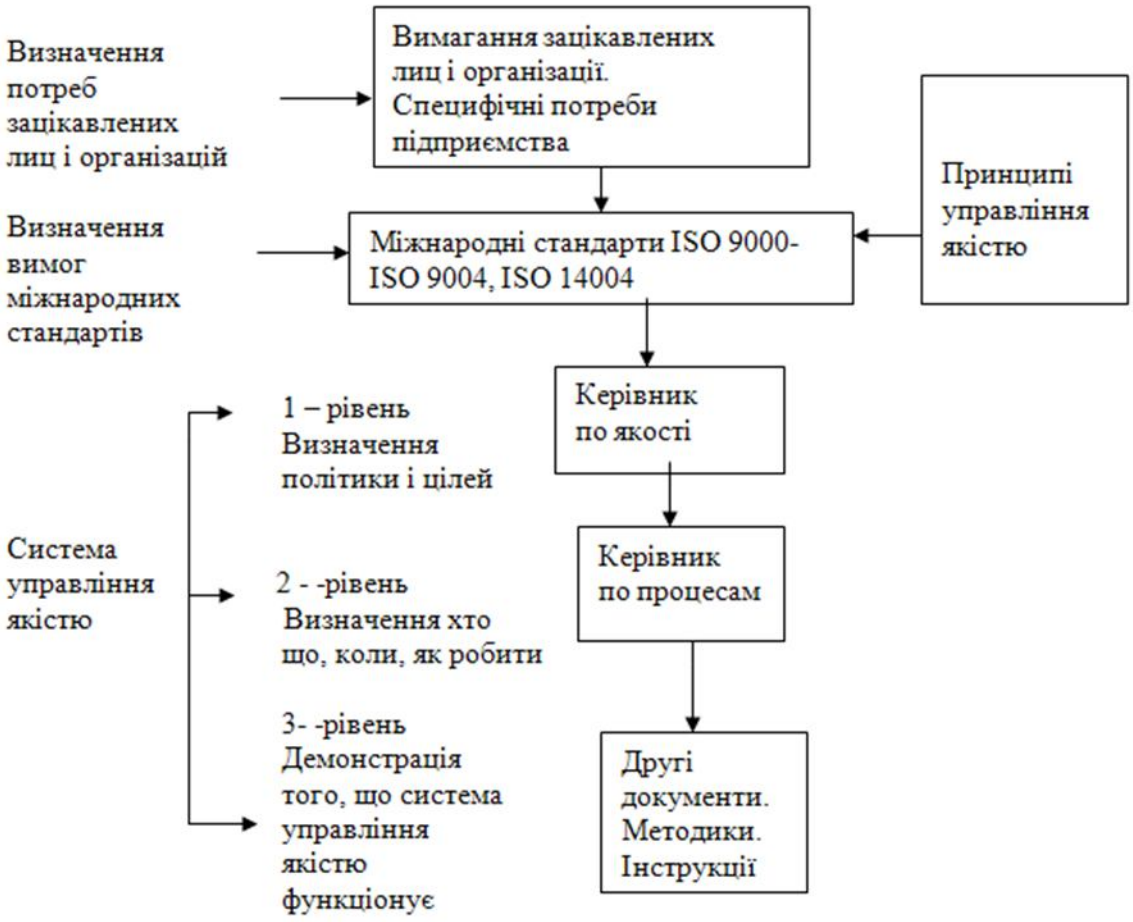


Рис. 1 − Використання принципів управління якістю в організації

Взаємозв'язок між принципами управління якістю і елементами системи якості по ISO 9000 приведені в таблиці 1.

В таблиці 1, пунктом 7 і 8 враховані елементи системи якості, як «Відповідальність керівництва». Пунктом 4.1 враховані дії, що «Корегують» (п. 4.14). Останні принципи реалізуються в елементах системи якості: 4.4 «Управління проектуванням», 4.9 «Управління процесами», 4.13 «Дій з невідповідною продукцією» і 4.17 «Внутрішніх перевірок якості».

Таблиця 1 − Міра залежності між принципом і елементом ДСТУ ISO 9000

Принципи управління якістю	Елементи ДСТУ ISO																		
	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	4.10	4.11	4.12	4.13	4.14	4.15	4.16	4.17	4.18	4.19
Організація, орієнтована на споживача	+		+	+	+	●	+	●		+	●		+	+		●			+
Роль керівництва	+	●		●					●					●			●	+	
Залученість працівників	+		●						●	●				●	+		●	+	
Підхід, заснований на процесах	●	+	+	+	+			+	+	+			●	+	+	-		●	
Системний підхід до управління	+			●		●		+	+				●	●	●	-	-		
Безперервне вдосконалення	●		●		●				+				+	-			-		
Ухвалення рішень на основі фактів	●	+			●	●		+	+	+	+	-	+	+		●	-		
Взаємовигідні стосунки з постачальником						+	+			+			+						

«+» - сильна; «-» - середня; ● - слабка

Найбільш часто вживаними принципами є наступні:

- підхід, заснований на процесах;
- ухвалення рішень на основі фактів;
- організація, орієнтована на споживача.

Принципи управління якістю є основою для проведення всієї роботи на підприємстві і сталі невід'ємною частиною системи якості. На їх основі розроблені критерії більшості моделей премій за якість і перш за все нова модель Європейської і Української премії за якістю.

Список використаних джерел

1. Указ Президента Україні Про заходь щодо підвищення якості вітчизняної продукції: від 23 лютий 2001 р. №113 / 2001 // rada.kiev.ua/
2. Шаповал М.І. Менеджмент якості: Підручник. - К.: Знання, 2003. - 475 с.
3. Окрепилов В.В. Управление качеством.- Москва: Економика, 1998.-686 с.
4. ДСТУ ISO 9000 Система управління якістю. Вімоги.-Київ: Держспожівстандарт Україні, 2009. – 90 с.

Анотация

ПРИНЦИП УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ

Листопад И.А., Лукьяненко В.М., Листопад А.И.

Рассматривается проблема организационно - экономического усовершенствования проблемы и принципов системы управления качеством в промышленном и агропромышленном комплексе Украины. Рассмотренные причины, которые содействуют развитию и использованию принципов управления качеством в организации

Abstract

ESSENCE AND PROBLEMS OF INTRODUCTION OF CONTROL SYSTEM BY QUALITY ON PIDPRIEMSTVAKH

I. Listopad, V. Lukyanenko, A. Listopad

The paper analyzes the essence status and trends of the introduction of modern quality management systems (QMS) at the Ukrainian enterprises. The reasons that hinder the development and improvement of QMS business. Key words: quality of management systems (QMS), development and improvement of QMS, product quality

УДК 629.4.048.7

ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОКЛІМАТИЧНИХ УМОВ НА РОБОЧОМУ МІСЦІ ОПЕРАТОРА МОБІЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Лук'яненко В.М. к.т.н. доц., Галич І.В. асист., Мірошнікова В.Р. студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Проведено аналіз впливу мікроклімату на органи оператора мобільних машин. Проведено дослідження температурних показників кабін мобільних машин в перехідний період

Постановка проблеми. Умови праці операторів мобільних машин для сільськогосподарського виробництва визначаються конструктивними особливостями кабіни. Тому створення нової техніки, яка забезпечить максимальну продуктивність з найменшим навантаженням на обслуговуючий персонал, є важливою задачею [1].

Успішне створення такої техніки відноситься до числа трудомістких процесів. Вони вимагають поєднання праці інженерів-конструкторів із спеціалістами в області гігієни та фізіології праці.

Аналіз останніх досліджень. З метою створення сприятливих умов праці операторів мобільних машин запропоновано велику кількість рішень по вдосконаленню конструкцій кабін. Аналіз таких робіт показує наявність методик теплових розрахунків системи кондиціонер-кабіна [2-4] Проте в них задачі виконуються спрощено для стаціонарних процесів.

Для вирішення питання опалення кабіни в роботі [3] пропонується знизити швидкість руху повітря, що подається в кабіну, та збільшити продуктивність повітрообміну за рахунок правильного розподілу повітря в кабіні. Запропоноване рішення не завжди являється обґрунтованим і в кожному конкретному випадку потребує додаткових досліджень та розрахунків.

Задачу створення оптимального температурного режиму кабін в теплий період року рекомендовано вирішувати за допомогою використання

кондиціонерів та регуляції відносної вологості повітря [5].

Мета. Метою дослідження є вивчення температурного режиму на робочому місці оператора мобільних машин для сільськогосподарського виробництва.

Результати досліджень. Проведений аналіз робіт вітчизняних та зарубіжних авторів [2-5], вказує, що охолодження організму призводить до послаблення імунологічної реактивності організму. Тобто, знижується стійкість до інфекційних захворювань. При цьому особливу увагу слід приділяти на проміжок температури від −10 до +10°С. За цих умов, на відміну від більш низьких температур, відбувається звуження сосудів охолодженої ділянки тіла оператора. Це призводить до погіршення нормальної життєдіяльності ряду органів та систем організму. Негативний вплив на людину має рухливість повітря, що виходить за рекомендовані санітарними нормами рамки [6, 7]. Надмірна рухливість повітря призводить до порушення терморегуляції організму оператора та переохолодження.

Кабіна створює на робочому місці мікроклімат, який залежить від багатьох факторів: пори року, матеріалів огороджень, потужності двигуна [8].

Одним із етапів дослідження створення сприятливого мікроклімату є вивчення стану повітряного середовища в кабінах. В першу чергу це стосується параметрів температури. Дослідження проводились за методикою [9], шляхом вимірювання температури повітря аспіраційним психрометром. Вимірювання проводились в точках, згідно з [9] та вираховувалось середнє значення на рівні ніг біля підлоги, на рівні грудей та в зоні дихання оператора.

В період вимірювання температура зовнішнього повітря коливалася від −6,2 до +9,6°С. Температура в кабіні змінювалась в межах від +4,3 до +19,5°С (таблиця 1).

Таблиця 1 – Результати дослідження

Температура зовнішнього повітря	Температура повітря в кабіні		
	на рівні підлоги	на рівні грудей	на рівні голови
Від −6,2 до −5,6	4,3	5,0	5,0
Від +2,1 до +2,5	10,2	10,4	12,4
Від +2,6 до +3,6	12,6	11,4	13,8
Від +3,7 до +5,0	13,1	14,4	14,6
Від +5,1 до +9,6	17,5	18,6	19,5

Із даних таблиці 1 видно, що при мінусовій температурі зовнішнього повітря в кабіні температура становила від +4,3 до 5,0°С. Підвищення зовнішньої температури до плюсових температур обумовило суттєве зростання температури повітря в кабіні. Значення цієї температури досягали 10,2-19,5°С. Така температура відповідає санітарним нормам і є оптимальною для робіт середньої тяжкості, до числа яких відноситься праця операторів мобільних машин.

Аналізуючи результати проведеного дослідження температури повітря на робочому місці оператора, можна зробити висновок, що температура зовнішнього середовища в значній мірі впливає на температурний режим в кабіні. Підтвердженням цього служить динаміка результатів замірів, представлених на рисунку 1. Забезпечення оптимальних параметрів температури на робочому місці оператора мобільної техніки в холодну пору року досягається шляхом теплоізоляції елементів кабіни та використання засобів нормалізації мікроклімату. Але більш суттєву роль в створенні мікроклімату кабін відіграє нагрів та розподіл повітря, що подається в кабіну [3]. Подальші дослідження процесу створення оптимального мікроклімату в кабінах машин для сільськогосподарського виробництва має проводитися в три етапи: дослідження теплоізоляційних властивостей кабіни, визначення необхідної продуктивності засобів нормалізації мікроклімату, проведення експериментальних досліджень.

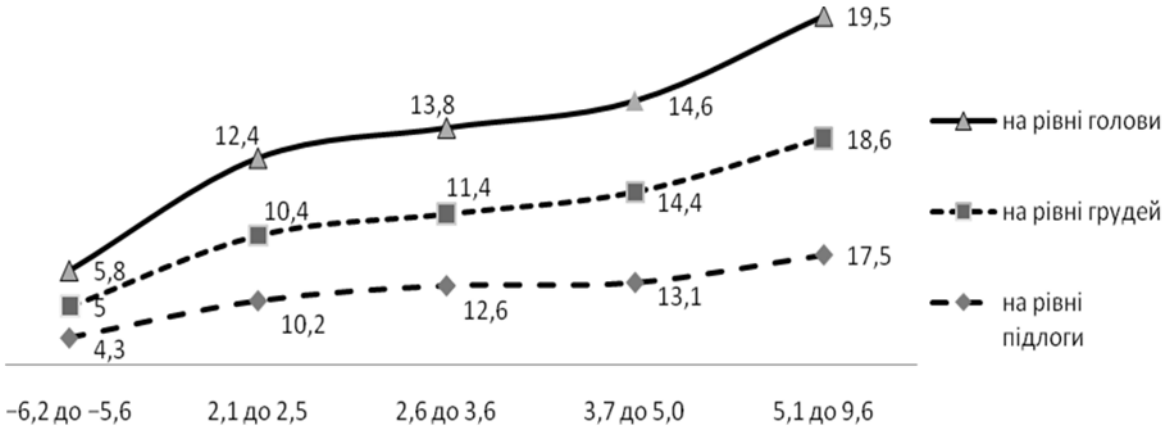


Рисунок 1 – Динаміка зміни температури на місці оператора

Висновки. Результати проведених досліджень показали, що температурні показники робочого місця оператора в перехідний період при мінусовій температурі зовнішнього повітря, не відповідають оптимальним параметрам. Ця температура в значній мірі залежить від температури зовнішнього повітря. Це свідчить про недостатню теплоізоляцію огороджень кабіни.

Велика кількість факторів, що впливають на тепловий режим кабін, їх поєднання та взаємодія між собою, відсутність уніфікації засобів нормалізації мікроклімату зумовили появу великої кількості роз'єднаних методик розрахунку необхідних теплоізоляційних властивостей окремих елементів кабіни. Це спричиняє складності при вирішенні рівняння теплового балансу, що необхідно для розрахунку необхідної потужності засобів нормалізації мікроклімату.

Створення оптимального мікроклімату в кабінах машин для сільськогосподарського виробництва має спиратися на розрахунковий метод на основі математичного моделювання та системного підходу. Розрахунок необхідної теплової продуктивності опалювального пристрою має проводитися на основі теплового балансу кабіни. При цьому слід розглядати всю сукупність складових теплового балансу кабіни як єдиної розрахункової системи.

Список використаних джерел

1. Хохряков В.П. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, -1987. – 149с.
2. Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, – 1973. – 224 с.
3. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля. -М.: Машиностроение, -1987. -424с.
4. Тарасенко С.Е. Усовершенствование конструкции кабины с улучшением микроклимата для самоходной сельскохозяйственной техники: Дис. … канд. техн. наук. – К., – 2005. – 181 с.
5. Матвеев Д.В. Разработка технологии расчета системы отопления и вентиляции легкового автомобиля: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Ижевск, – 2006. –123 с.
6. Куліков Ю.А., Грибініченко М.В., Гончаров А.В. Системи охолодження, вентиляції та опалення автомобілів: Монографія. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2006. – 248 с.
7. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
8. ГОСТ 12.2.120-88 ССБТ. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования к безопасности.
9. ГОСТ 12.2.002.5-91 ССБТ. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Метод определения характеристик систем обогрева и микроклимата на рабочем месте оператора в холодный период года.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОКЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ ОПЕРАТОРА МОБИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Лукьяненко В.М., Галич И.В., Мирошникова В.Р.

Проведен анализ влияния микроклимата на органы оператора мобильных машин. Проведено исследование температурных показателей кабин мобильных машин в переходный период

Abstract

RESEARCH OF CLIMATIC TERMS IN THE WORKPLACE OPERATOR OF MOBILE MACHINES FOR AN AGRICULTURAL PRODUCTION

V. Lukyanenko, I. Galych, V. Miroshnikova

The analysis of influence of microclimate is conducted on the organs of operator of mobile machines. Research of temperature indexes is conducted in the booths of mobile machines in transitional period

УДК 631.356.2

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Булгаков В.М., д. т. н., академік НААН
Національна академія аграрних наук України

Головач І.В., к. фіз.-мат. н
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Салтисюк В.І., к. т. н
Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

Розроблена теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів

Вступ. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні [1]. Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [5] і [6] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду.

Результати досліджень. При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. Складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α, β, γ (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямок поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відбувається відповідно у точках K_1 і K_2. Причому ударний контакт може відбуватися безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.).

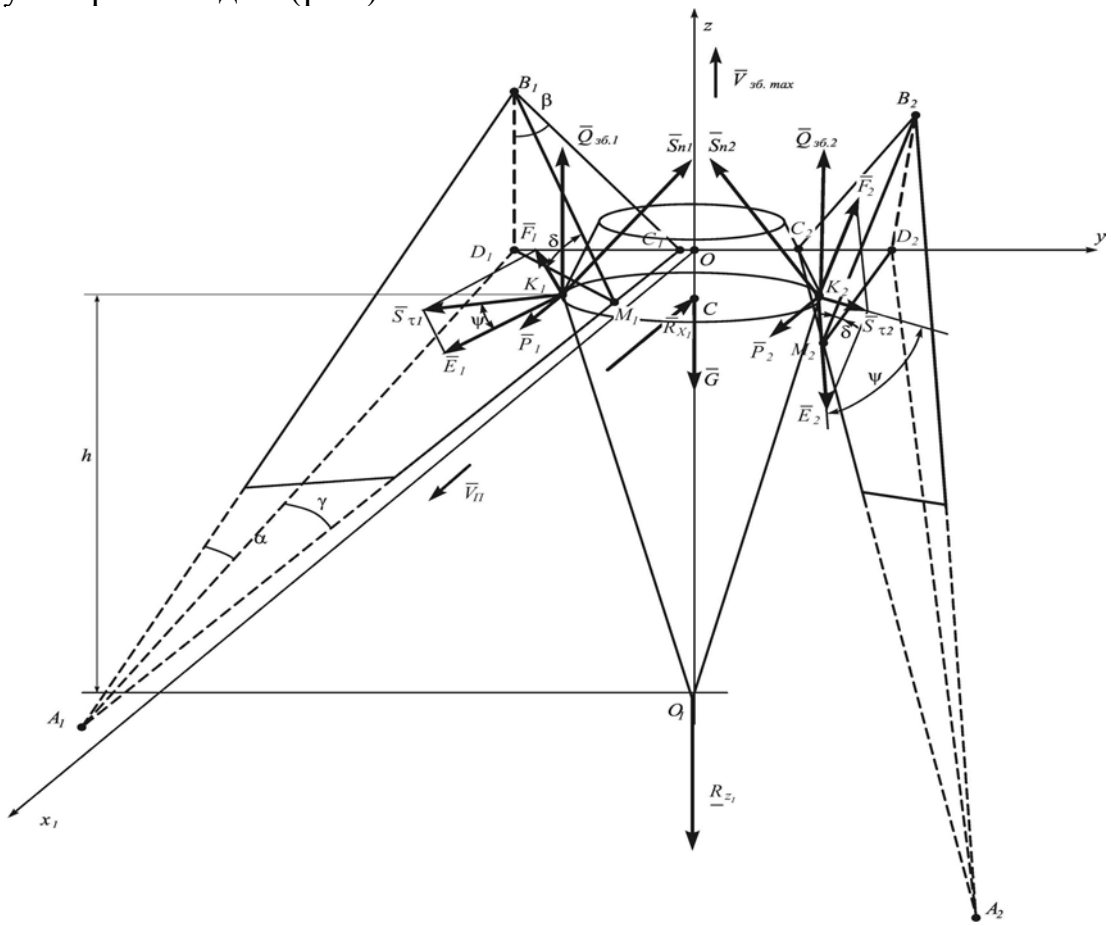


Рис. 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила $\overline{Q}_{\text{çá.}}$, що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\overline{Q}_{\text{çá.1}}$ та $\overline{Q}_{\text{çá.2}}$. Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі *Ox*, тому у напрямку осі *Ox* діють також рушійні сили $\overline{P}_1$ і $\overline{P}_2$, які прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно. У центрі ваги коренеплоду (точка *C*) діє сила ваги коренеплоду G_k. Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей *Ox* і *Oz* позначені через $\overline{R}_x$ та $\overline{R}_z$ відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси $\overline{S}_{n1}$ і $\overline{S}_{n2}$, які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2, причому $S_{n1} = S_{n2}$. Дані ударні імпульси напрямлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно. Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси $S_{\tau 1}$ і $S_{\tau 2}$, причому, $S_{\tau 1} = S_{\tau 2}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [4]:

$$S_\tau \le fS_n, \qquad (1)$$

де f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Розкладемо імпульси $\overline{S}_{\tau 1}$ і $\overline{S}_{\tau 2}$ на складові $\overline{F}_1$ і $\overline{F}_2$, перпендикулярні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно, та складові $\overline{E}_1$ і $\overline{E}_2$, паралельні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно (рис.). Так представлені вектори $\overline{S}_{\tau 1}$ і $\overline{S}_{\tau 2}$ дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі *Ox* і *Oy*.

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a\cos\omega t, \tag{2}$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

a – амплітуда коливань робочого органу,

ω – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{\text{зб.}}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{\text{çá.}} = a\omega\sin\omega t, \tag{3}$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{\text{çá.max}} = a\omega. \tag{4}$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{\text{çá.max}}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і S_{n2} мають не нульове значення, причому очевидно, що $S_{n1} = S_{n2}$ (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [2]:

$$m\left(\overline{U} - \overline{V}\right) = \overline{S}_{n1} + \overline{S}_{n2} + \overline{S}_{\tau 1} + \overline{S}_{\tau 2}, \tag{5}$$

де $\overline{V}$ – швидкість робочого органу до удару;

$\overline{U}$ – швидкість робочого органу після удару;

m – маса робочого органу.

При цьому

$$\overline{V} = \overline{V}_{\text{ï}} + \overline{V}_{\text{çá.max}}, \tag{6}$$

де $\overline{V}_{\text{ï}}$ – швидкість поступального руху копача; $\overline{V}_{\text{çá.max}}$ – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості $\overline{V}_{\text{ï}}$ копача напрямлений по осі *Ox*, а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\overline{V}_{\text{çá.max}}$ – по осі *Oz* вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде наступного вигляду:

$$m\left(\overline{U} - \overline{V}\right) = \overline{S}_{n1} + \overline{S}_{n2} + f\overline{S}_{n1} + f\overline{S}_{n2}. \tag{7}$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε [3], а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \tag{8}$$

де U_n – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина,

V_n – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки $\overline{U} = \overline{U}_x + \overline{U}_z$, $\overline{V} = \overline{V}_{\text{ï}} + \overline{V}_{\text{çá.max}}$, то, враховуючи [2], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg}\gamma + U_z \operatorname{tg}\beta}{L}, \tag{9}$$

$$V_n = \frac{V_{\text{ï}} \operatorname{tg}\gamma + V_{\text{çá.max}} \operatorname{tg}\beta}{L}, \tag{10}$$

де $L = \sqrt{\operatorname{tg}^2\gamma + 1 + \operatorname{tg}^2\beta}$.

Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одержимо наступне рівняння:

$$U_x \operatorname{tg}\gamma + U_z \operatorname{tg}\beta = -\varepsilon\left(V_{\text{ï}} \operatorname{tg}\gamma + V_{\text{çá.max}} \operatorname{tg}\beta\right). \tag{11}$$

Оскільки удар симетричний відносно площини *xOz*, то векторне рівняння (7) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі *Ox* і *Oz*.

Після визначення проекцій ударних імпульсів, що входять у векторне рівняння (7), та врахування виразу (11) отримаємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left.\begin{aligned} &m\left(U_x - V_{\text{ï}}\right) = \frac{2S_{n1}\operatorname{tg}\gamma}{L} + \\ &+ 2fS_{n1}\cos\psi\cos\gamma - 2fS_{n1}\sin\psi\cos\delta\sin\gamma, \\ &m\left(U_z - V_{\text{çá.max}}\right) = \frac{2S_{n1}\operatorname{tg}\beta}{L} + 2fS_{n1}\sin\psi\sin\delta, \\ &U_x \operatorname{tg}\gamma + U_z \operatorname{tg}\beta = -\varepsilon\left(V_{\text{ï}} \operatorname{tg}\gamma + V_{\text{çá.max}} \operatorname{tg}\beta\right). \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Застосовуючи метод Крамера до системи рівнянь (12), отримаємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1+\varepsilon)\times}{2\,\mathrm{tg}^2\,\beta + 2fL\sin\psi\sin\delta\,\mathrm{tg}\,\beta + 2\,\mathrm{tg}^2\,\gamma + \times\left(V_{ï}\ \mathrm{tg}\,\gamma + V_{çá.\max}\ \mathrm{tg}\,\beta\right)L} \cdots$$
$$\cdots\frac{}{+\left(2f\cos\psi\cos\gamma - 2f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma\right)L\,\mathrm{tg}\,\gamma}. \qquad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [3] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{óä.}$, тобто

$$F_{óä.} = 2F_{óä.ñð} = \frac{2S}{t_{óä.}}, \qquad (14)$$

де $F_{óä.}$ – максимальне значення ударної сили,

S – ударний імпульс,

$F_{óä.ñð}$ – середнє значення ударної сили,

$t_{yð.}$ – тривалість удару.

Враховуючи значення проекцій ударного імпульсу на осі *Ox* і *Oz* та вираз (14), зможемо записати значення проекцій сили $F_{óä.}$ відповідно на осі *Ox* і *Oz*:

$$F_{óä.õ} = \left(\frac{4\,\mathrm{tg}\,\gamma}{L} + 4f\cos\psi\cos\gamma - 4f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma\right)\frac{S_{n1}}{t_{óä.}}, \qquad (15)$$

$$F_{óä.z} = \left(\frac{4\,\mathrm{tg}\,\beta}{L} + 4f\sin\psi\sin\delta\right)\frac{S_{n1}}{t_{óä.}}, \qquad (16)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (13), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{óä.}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [5] $t_{óä.} \approx 0{,}6\cdot 10^{-2}$ с.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2, які знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати:

$$M_{o1}(F_{óä.õ}) = \left(\frac{4\,\mathrm{tg}\,\gamma}{L} + 4f\cos\psi\cos\gamma - 4f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma\right)\frac{S_{n1}h}{t_{óä.}}. \qquad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова:

$$M_{o1}\left(\overline{F}_{óä.õ}\right) \le [M_{çã}] < M_{în}, \qquad (18)$$

де $[M_{çã}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

$M_{în}$ – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{óä.z} \le [F_{ðîçð}] < R_z, \tag{19}$$

де $[F_{ðîçð}]$ – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;

R_z – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

З умови незламування коренеплоду (18) та умови нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{çã}]t_{óä.}L}{h\left[4\,\mathrm{tg}\,\gamma + \left(4f\cos\psi\cos\gamma - 4f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma\right)L\right]} = A, \tag{20}$$

$$\frac{[F_{ðîçð}]t_{óä.}L}{4\,\mathrm{tg}\,\beta + 4fL\sin\psi\sin\delta} = B, \tag{21}$$

$$\frac{m(1+\varepsilon)L}{2\,\mathrm{tg}^2\,\beta + 2fL\sin\psi\sin\delta\,\mathrm{tg}\,\beta + 2\,\mathrm{tg}^2\,\gamma + \left(2f\cos\psi\cos\gamma - 2f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma\right)L} = C. \tag{22}$$

Тоді з виразів (13), (18) та (19) отримуємо наступні обмеження на швидкість викопуючого робочого органу:

$$V_Ï\ \mathrm{tg}\,\gamma + V_{çá.\max}\ \mathrm{tg}\,\beta \le \frac{\min\{A, B\}}{C}. \tag{23}$$

Якщо задатися поступальною швидкістю $V_Ï$ бурякозбиральної машини, то з (23) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{çá.\max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{çá.\max} = \frac{1}{\mathrm{tg}\,\beta}\left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_Ï\ \mathrm{tg}\,\gamma\right). \tag{24}$$

Тоді з виразу (4) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a\,\mathrm{tg}\,\beta}\left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_Ï\ \mathrm{tg}\,\gamma\right). \tag{25}$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості $V_Ï$ бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу ω від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

Висновок. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленим у ґрунті. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Список використаних джерел

1. Головач І.В. Механіко-технологічне обґрунтування вібраційного викопування коренеплодів. Автореф. дис…. докт. техн. наук. К.: НУБіПУ, 2011. 49 с.
2. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том І. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
3. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
5. Погорелый Л.В., Татьянко Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
6. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

Аннотация

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВЫКАПЫВАНИЯ КОРНЕПЛОДОВ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Булгаков В.М., Головач И.В., Салтисюк В.И.

Разработана теория ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом, закрепленным в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. Полученные зависимости дают возможность аналитически определять кинематические и конструкционные параметры выкапывающего рабочего органа исходя из условий неповреждения корнеплодов

Abstract

ANALYTICAL RESEARCH OF OSCILLATION EXCAVATION OF ROOT CROPS OF SUGAR BEET

V. Bulgakov, I. Golovach, V. Saltisyuk

The theory of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a root crop fixed in soil is developed, at vibrational digging up of a sugar beet. The received dependences afford an opportunity to define analytically kinematic and constructional parametres of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops

УДК 631.354:633.1

ВПЛИВ ТРАВМУВАННЯ І МІКРООРГАНІЗМІВ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ЗЕРНА І НАСІННЯ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ ПРИ ЗБИРАННІ, ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОМУ ОБРОБІТКУ ТА ПОСІВІ

Дерев'янко Д.А., к.с-г.н., доц.

Житомирський національний агроекологічний університет

В статті наведені результати досліджень впливу травмування і мікроорганізмів на якісні показники насіння при збиранні, післязбиральному обробітку і посіві

Постановка проблеми. Існуючі в даний час машини і технологічні лінії не в повній мірі забезпечують отримання високоякісного насіння. У зв'язку з цим на всьому шляху цих процесів зернівки отримують високий рівень травмувань.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Відомо, що виробництво насіння включає комплекс технологічних операцій вирощування, збирання, післязбиральної обробки зернового вороху, при потребі сушіння, сортування та калібрування, зберігання і передпосівну підготовку [1-4].

При виконанні будь-якої із наведених операцій на зернівку діють багато робочих і транспортуючих елементів, які негативно впливають на зміну її якісних і біологічних властивостей. Після обмолоту, поступивши на тік і знаходячись на ньому певний період з багатьма компонентами, зерно різних культур з вологими засмічувачами, частинками подрібненої соломи, колосків, полови, посіченого і розмеленого зерна, насінням бур'янів високої вологості, частинками вологого ґрунту, пилу, біологічно недозрілим сирим зерном та іншими органічними і мінеральними забруднювачами, а також наявним травмованим зерном, навіть при короткому контактуванні з основною культурою, дуже швидко передають останній свої негативні впливи.

В результаті цього контакту підвищується інтенсивність дихання і виділяється тепло, яке створює сприятливе середовище для розвитку і життєдіяльності мікроорганізмів. В комплексі ці процеси приводять до значного погіршення якісних показників насіння.

Результати досліджень. Дослідження проводили на кількох сортах озимої пшениці і озимого жита в різних грунтово-кліматичних зонах Лівобережної частини Лісостепу і Полісся України. В цій статті приведені дані досліджень для озимої пшениці сорту Перлина Лісостепу, на різних стадіях збирання, післязбирального обробітку та посіву. Обмолот проводили зернозбиральним комбайном "Славутич", а післязбиральний обробіток на зерноочисному комплексі ЗАВ 20, зерноочисних машинах "Петкус" та СМ-4. Травмування та пошкодження мікроорганізмами насіння показано в табл. 1.

Дані табл. 1 говорять про те, що протягом обмолоту, макротравми мали не значну кількість в зерновій масі і становили максимально 2% після розвантаження на тік. При наступних операціях доробки насіння макротравмування не відбувалося.

Таблиця 1 – Травмування і пошкодження мікроорганізмами насіння озимої пшениці

Стадії відбору зразків для досліджень	Макротравми, %	Мікротравми, %			Пошкодження мікроорганізмами, %				
		Оболонок зародку і ендосперму	Без пошкодь-жень	Узагаль-нений показник	Фуза-ріоз	Гель-мінто-споріоз	Септо-ріоз	Альтер-наріоз	Плісневі грибки
На пні	0	4	90	2,76	4	7	3	0	0
В жатці	0	11	75	12,05	7	10	4	0	0
Після барабану	1	34	35	17,93	8	9	5	0	0
Після решіт	1	44	28	20,96	11	10	8	0	0
В бункері	1	44	27	21,43	21	17	18	0	0
Після розванта-ження з бункеру	1	45	25	23,70	27	18	19	0	0
Після розванта-ження на тік	2	46	25	26,92	33	19	11	2	0
Після 1-ої машини	2	58	22	29,69	23	16	9	2	Слабо
Після 2-ої машини	0	37	20	30,00	16	14	6	1	Слабо
Після СМ-4	0	36	21	28,87	13	10	4	1	Слабо
Після протруєння	0	41	17	30,18	0	0	0	0	0
Після просіву	0	43	14	33,79	0	0	0	0	0

Мікротравми оболонок зародку і ендосперму зростали до розвантаження на тік та первинної обробки і становили 58%, а потім їх кількість знову знаходилася на стабільному рівні в межах 41 – 43%.

Без пошкодження на початок обмолоту в жатці знаходилося 75% зернівок, а після барабану їх кількість зменшилася на 40 %. При наступних процесах збиральних робіт та післязбиральної доробки зернової маси цей показник наблизився до 21%, а після протруювання і посіву знизився ще на 7%. Тобто, після проходження насіння по насіннєпроводу в ґрунт лягло 86% травмованих зернівок. При цьому, узагальнений показник травм із початкового стану в кількості 2,76%, постійно зростав при різних стадіях робіт і відповідно досяг після розвантаження на тік – 26,92%, після первинної доробки – 30,00%, після посіву – 33,79%.

Це свідчить про те, що на всіх стадіях технологічного процесу обмолоту, післязбиральної доробки зернового вороху і підготовки насіння, протруєння та посіву мало місце травмування зернівок різних видів травм.

Внаслідок отримання травм, в значній мірі відбувалась підвищена дія і активність пошкоджень такими мікроорганізмами, як фузаріоз, коли на час розвантаження зернової маси на тік його кількість становила 33%, а при наступних операціях обробітку поступово зменшувалась і після протруєння шкідників в зерновій масі не спостерігалась.

Наявність гельмінтоспоріозу і септоріозу також після розвантаження з бункера досягала максимальних величин і становила 18 – 19%.

Як видно з даних таблиці, що шкідників альтернаріозу знаходилася мінімальна кількість і при підготовці насіння появилася також слабка дія плісневих грибків.

Якісні показники озимої пшениці приведені в табл. 2, які свідчать про те, що чистота зернової маси на початку збирання становила 97,8%, по мірі проходження обмолоту вона занизилась, а на період розвантаження зернового вороху на тік зменшилася до 93,00%, або на 4,8%.

Таблиця 2 – Показники якості насіннєвого матеріалу озимої пшениці

Стадії відбору зразків для досліджень	Чистота, %	Насіння культурних рослин, шт./кг	Насіння бурянів, шт./кг	Схожість, %	Вологість, %		Маа 1000 насінин, г	Натура, г/л
					Лабораторна, %	На місці взяття зразка, %		
На пні	99,1	0	90	99,0	12,0	13,5	47,3	755
В жатці	97,8	0	90	98,8	12,2	13,1	47,0	750
Після барабану	96,1	0	70	97,1	12,5	11,3	46,6	733
Після решіт	94,2	0	65	97,0	12,1	13,3	44,8	725
В бункері	94,0	0	65	93,5	12,0	12,5	43,5	715
Після розванта-ження з бункеру	93,5	0	60	92,5	11,8	12,4	43,1	710
Після розван-таження на тік	93,0	0	65	92,0	12,0	12,5	43,8	707
Після 1-ої машини	95,5	0	44	92,0	11,2	12,2	43,5	715
Після 2-ої машини	96,8	0	30	95,0	11,2	12,0	43,5	728
Після СМ-4	97,5	0	0	97,6	11,0	12,3	45,1	752
Після протруєння	98,0	0	0	98,2	11,3	12,5	45,3	750
Після просіву	98,2	0	0	98,3	11,0	12,0	43,5	754

При наступних операціях підготовки насіння цей показник покращився до 98,2%. Як видно з даних, насіння інших культурних рослин в цій зерновій масі було відсутнє. Вологе насіння бур’янів, як головне джерело розвитку і діяльності шкідників на багатьох етапах виконання робіт мало місце. Так після проходження через барабан зернової маси, кількість насіння бур’янів становила 70 штук на кілограм, а після розвантаження з бункера - 60 штук на кілограм, після проходження через очисні агрегати їх кількість знизилася до нульової позначки.

Головний показник якості насіння схожості, на початковій стадії збирання становить 98,8%, що є дуже позитивним значенням.

При наступних операціях технологічного процесу цей показник зменшувався до значення 92,0%, а потім знову покращився до 98,3%. Це говорить про те, що даними зерноочисними можна досягти високого рівня схожості насіння.

Всі наявні дані про вологість зерна протягом всього періоду виконання

робіт говорять про те, що як на місці виконання робіт так і в лабораторних умовах вологість знаходилася значно нижче рівнів стандартів по цьому показнику і становила на місці біля комбайна і очисних машин 13,56 – 12,00%, а в лабораторних умовах – 12,00 – 11,00%.

Дані табл. 2 свідчать про те, що маса насіння і його натура знаходились на достатньо високих значеннях і становили відповідно 47,3 – 45,5 г та 755–754 г/л. На протязі виконання робіт по збиранню і підготовці ці показники змінювалися, але в кінцевому результаті вони мали достатньо високі значення, які дозволять отримати насіння високої якості.

Висновки. Таким чином, результати отриманих досліджень показують, що мікротравмування зернівок озимої пшениці не суттєво впливають на зниження якісних показників зерна і насіння. Особливо на головний із них − схожість.

Але мікротравми являються сприятливим середовищем для розвитку і життєдіяльності мікроорганізмів, в тому числі пліснявих грибків, які пошкоджують зернівки чим значно погіршують їхні посівні якості.

Список використаних джерел

1. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке/ А.П.Тарасенко. – Воронеж, 2003. – 331 с.
2. Карпов Б.А. Технология послеуборочной обработки и хранения зерна / Б.А. Карпов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 399 с.
3. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.
4. Киреев М.В. Послеуборочная обработка зерна в хозяйствах / М.В. Киреев. – Л.: Колос, 1981. – 224 с.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ТРАВМИРОВАНИЯ И МИКРООРГАНИЗМОВ НА КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЗЕРНА И СЕМЯН ОЗИМОЙ ПШЕНИЦЫ ПРИ СБОРЕ, ПОСЛЕУБОРОЧНОЙ ОБРАБОТКЕ И ПОСЕВЕ

Деревянко Д.А.

В статье приведены результаты исследований влияния травмирования и микроорганизмов на качественные показатели семян при сборе, послеуборочной обработке и посеве

Abstract

INFLUENCE OF INJURING AND MICROORGANISMS ON THE HIGH-QUALITY INDEXES OF GRAIN AND SEED OF WINTER WHEAT AT COLLECTION, TREATMENT AFTER CLEANING UP AND SOWING

D. Derevianko

In the article the results of researches of influence of injuring and microorganisms are resulted on the high-quality indexes of seed at collection, treatment after cleaning up and sowing

УДК 613.62:537.811

ДО ПИТАННЯ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ ДЛЯ СТВОРЕННЯ, ФОРМУВАННЯ ТА ВЕДЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ КОМП'ЮТЕРНИХ ПРОГРАМ БАЗ ДАНИХ ЩОДО РЕЄСТРУ ПІДПРИЄМСТВ, ОРГАНІЗАЦІЙ І УСТАНОВ ГАЛУЗЕЙ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА, ЯКІ МОЖУТЬ БУТИ ЗАДІЯНИМИ ДО ВИКОНАННЯ ЗАХОДІВ І РОБІТ ДЛЯ ПОТРЕБ ДЕРЖАВИ

Кірієнко М.М., к.т.н., доц., Винокуров М.О.,ст. вик., Зінченко О.О.,асист., Сізенко О.В., лаб., Андрейченко І.І., лаб., Черненко Р.П.,студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка
Начальник відділу сертифікації та випробувань Кірієнко О.М.
Харківська філія Державного підприємства «Науково-дослідницький інститут-полігон мобільної техніки»"

В статті проведено аналіз предметної області і побудова початкового варіанту автоматизованих систем. На цьому етапі вирішується завдання у виявленні основних сутностей предметної області, їх атрибутів і зв'язків між ними, виходячи з її опису автоматизованих систем.

Розробка автоматизованої системи у сфері галузей агропромислового виробництва є найвищою формою організації обробки інформації, пов'язаної із формуванням та виконанням окремих важливих функцій Міністерства аграрної політики та продовольства України як в мирний час так і в умовах надзвичайного стану та особливого періоду. Завдяки створенню в рамках автоматизованої системи інтегрованих баз даних сфера автоматизації поширюється, охоплюючи поряд з функціями планових розрахунків також функції обліку, оперативного аналізу й регулювання, контролю та формування звітності від суб'єктів господарювання різних форм власності до органів виконавчої влади та інших державних органів.

У цій структурі виокремлюють чотири рівні ієрархії, на яких ведеться автоматизація розрахунків: загальнодержавний — Міністерства аграрної політики та продовольства України; обласний — відповідні структурні підрозділи Автономної Республіки Крим та облдержадміністрацій; районний — відповідні структурні підрозділи райдержадміністрацій; об'єктовий — підприємства, установи, організації галузей агропромислового виробництва, які виробляють продукції сільського господарства, продовольства та окремі види непродовольчих товарів, сировини, тощо.

Характерною для функціонування автоматизованої системи є єдність основних цілей і завдань на всіх рівнях ієрархії. Автоматизована система має можливість щодо розширення можливостей застосування крім напряму мобілізаційної підготовки до вирішення інших питань економіки, тощо.

З огляду на складність і великий обсяг робіт, наявність обмежень щодо

фінансових, трудових ресурсів, недостатню інформованість про стан та якість забезпечення засобами обчислювальної техніки на всіх рівнях, а також необхідність дотримання вимог Законів України “Про електронні документи і електронний документообіг” і “Про електронний цифровий підпис”, інших нормативно-правових актів стосовно технічного захисту інформації та внесення змін у чинне законодавство автоматизована система розробляється поетапно.

На першому етапі розробляється структура формування інформаційної бази даних щодо реєстру підприємств, організацій і установ галузей агропромислового виробництва різних форм власності (далі - база даних) на основі сучасних досягнень в галузі комп’ютерних технологій. Інформаційну базу за змістом поділено на декілька предметних розділів (областей) відповідно до змісту інформації, яка включає спеціальні довідники, довідники загального користування та розділи, які дають можливість замовнику формувати різні за змістом та обсягом дані щодо окремого підприємства та бази даних щодо регіонів та держави в цілому.

Автоматизована система розробляється таким чином, що дані підприємств можуть напряму надходити міністерству (області) та формувати (коригувати) відповідну базу. Первинна інформація формується та коригується лише підприємством. Виключається можливість внесення змін в дані підприємства в районах, області та в міністерстві. Користувачі мають можливість формування бази даних та її перегляд і внесення змін у свою базу.

Користувачами інформації можуть бути органи виконавчої влади, які виконують заходи мобілізаційної підготовки та приймають участь у формуванні (встановленні) мобілізаційних завдань (замовлень) для задоволення потреб держави в умовах надзвичайного стану або особливого періоду підприємствам - безпосереднім виконавцям.

Автоматизована система дозволяє формувати бази даних в міністерстві та на рівні регіонів за наступною структурою:

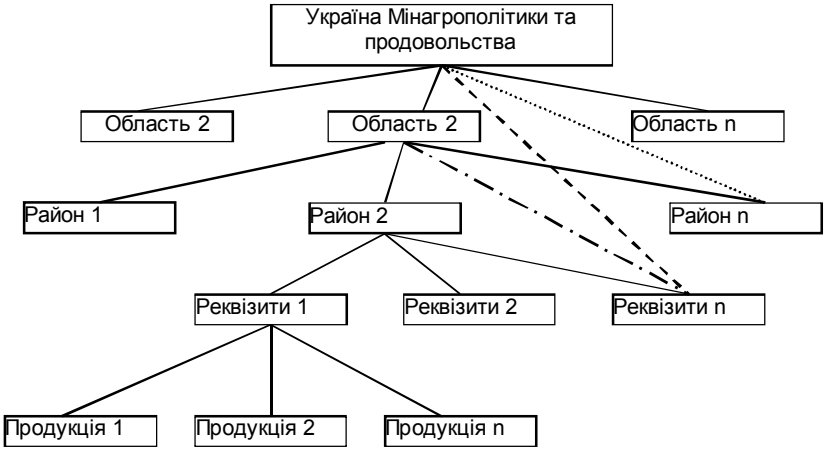


Рис. 1. Структура формування бази даних на основі програмного забезпечення Access.

де:

Україна – база даних Міністерства аграрної політики та продовольства стосовно всіх галузей агропромислового виробництва та регіонів;

область – база даних стосовно області;
район – база даних стосовно району;
реквізити – данні по підприємству, установі, організації;
продукція – найменування і кількість продукції агропромислового виробництва, які можуть бути задіяними до виконання заходів і робіт для потреб держави.

Вся продукція сільського господарства і продовольства повинна мати можливість класифікуватись згідно чинних національних класифікаторів, в тому числі:

ДК002:2004 Класифікація організаційно-правових форм господарювання;
ДК 016-97 Державного класифікатора продукції та послуг;
ДК 012-97 Класифікація послуг зовнішньоекономічної діяльності;
ДК 009:2005 Класифікатор видів економічної діяльності;
ДК 011-96 Класифікатор системи позначень одиниць вимірювання та обліку.

Так, наприклад, згідно класифікатора ДК 016-97 данні по продукції повинні містити код ДКПП, назву та її кількість на підприємстві, а згідно ДК 002:2004 данні по підприємству повинні містити: форму власності підприємства), її повну та скорочену (при наявності) назву, код ЕДРПОУ, фізичну та юридичну адресу, П.І.Б. керівника, контактні номери телефонів.

Данні по району та по області відповідно повинні містити його назву, адресу, П.І.Б. посадових осіб та підрозділів, які відповідають за напрям діяльності, контактні телефони, тощо.

База даних повинна мати можливості пошуку продукції в одному чи декількох районах чи областях.

При введенні конкретної продукції та місці пошуку програма повинна видати:

кількість цієї продукції в місті пошуку;
перелік підприємств які мають цю продукцію та її кількість на підприємстві.

Визначено, що автоматизована система повинна включати декілька рівнів формування та користування базою даних. Для кожного рівня визначено вимоги до засобів обчислювальної техніки та програмного забезпечення, яке передбачає можливість розширення кількості різноманітних параметрів довідникового характеру та параметрів вводу (виводу) даних.

Так, наприклад, для Міністерства аграрної політики та продовольства України рівня автоматизована система для створення і формування баз даних повинна працювати на комп’ютерах з встановленими операційними системами Windows ME, NT 4.0, 2000, XP, 2003, Vista, Seven та встановленим програмним забезпеченням СУБД Access 2003 . Мінімальні системні вимоги: Операційна система: Microsoft® Windows® XP Sp2 Процесор: Pentium® 4 1.4 ГГц Пам'ять: 256 МБ Відеокарта: сумісна з Directx® 9 з 64 МБ пам'яті Аудіокарта: DIRECTX 9.0 Вільне місце на ЖД : 4.2 гб cd-привід: 8х. Для областей, районів та підприємств, організацій і установ галузей агропромислового виробництва

різних форм власності (далі підприємств) вимоги до ПЕОМ не нижче чим: Процесор: Pentium з частотою 233 Мгц або швидший (рекомендується не менше 300 Мгц) Пам'ять не менше: 64 МБ оперативної пам'яті (рекомендується не менше 128 МБ) Вільне місце на ЖД не менше: 1,5 ГБ

cd-прівід: 8х - або dvd- діськів Відеокарта і монітор, що підтримують режим: Super VGA з дозволом не менше чим 800х600 крапок.

На підставі розробленої та доведеної у встановленому законодавством порядку програми підприємство шляхом ручного введення даних формує файл та передає на вказану адресу через мережу Інтернет або іншим чином.

Можливе введення підприємством та користувачами вхідної інформації на підставі показників анкетних даних "Анкета підприємства, установи, організації", заповнених та поданих суб'єктами господарювання, які є виробниками сільськогосподарської продукції, продовольства та обмеженої кількості непродовольчих товарів, тощо.

Забезпечується передача та збереження конфіденційної інформації підприємства, яка є власністю держави, з дотриманням вимог чинного законодавства шляхом встановлення на програму пакролю. Користувачами вживаються організаційні та інші заходи щодо гарантування цілісності, збереження і конфіденційності інформації підприємств та баз даних.

На зазначену ПЕОМ встановлюється програмне забезпечення, яке дозволяє узагальнювати інформацію з підприємств, формувати бази даних, формувати файли для передачі іншим користувачам, тощо. Виконання зазначених заходів покладається, як правило, на підрозділи з питань мобілізаційної роботи місцевих органів виконавчої влади та міністерства.

Наступним етапом автоматизації накопичення та обробки інформації має бути глобальна автоматизована Міністерства аграрної політики та продовольства, яка система на рисунку 2 і включає в себе:

серверну частину на базі WEB сервера Міністерства аграрної політики та продовольства України, що функціонує під керуванням операційної системи FreeBSD 3.3 та Web серверу Apache 1.3.14, яка написана на мові програмування PHP з використання інтерфейсу CGI;

базу даних, під керуванням SQL сервера баз даних MySQL 3.23.32;

клієнтську частину, що встановлюється на машині клієнта під керуванням операційної системи Microsoft Windows.

Формування інформаційної бази проводиться за принципами:

наявність єдиної концептуальної об'єктно-орієнтовної моделі предметної області, що дозволяє використовувати загальну методологію при проектуванні баз даних, що входять до складу інформаційного забезпечення;

повнота відображення інформаційної бази;

повнота інформаційної підтримки всіх функцій, що належать до функціонального забезпечення;

забезпечення одноразового введення та багаторазового, багатоцільового та орієнтованого на багатьох користувачів використання інформації. Такі рішення забезпечують виконання вимоги компромісного вирішення питання щодо концентрації в межах центрального ядра мінімальних обсягів інформації

за умови її необхідності та достатності;

стандартизоване представлення даних;

гнучкість інформаційного забезпечення, можливість його нарощування в процесі експлуатації;

забезпечення фізичної та логічної цілісності даних;

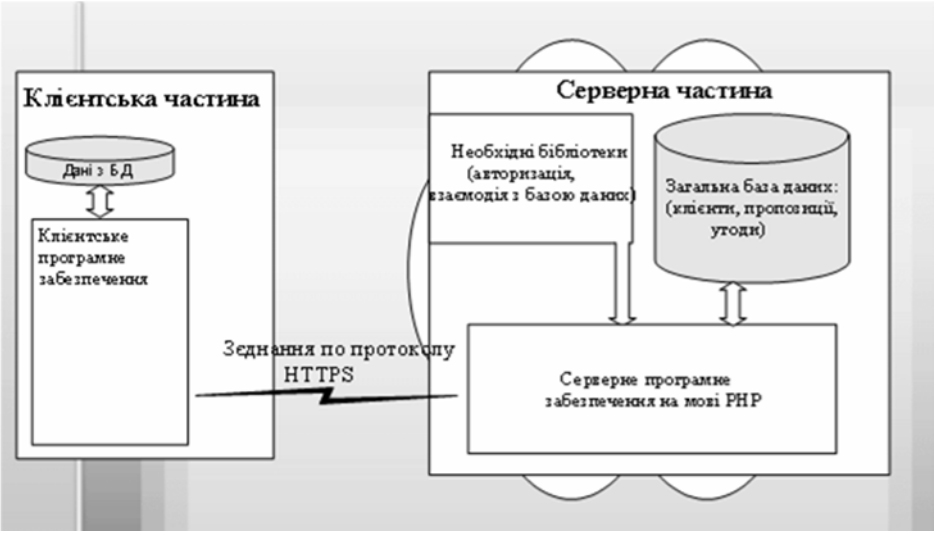


Рис.2-Взаімодія між сервером та клієнтом на основі протоколу https

Удосконалення автоматизованої системі Міністерства аграрної політики та продовольства України передбачає обробку в реальному масштабі часу всього інформаційного потоку даних стосовно діяльності підприємств галузей агропромислового виробництва на підставі раніше розробленого програмного забезпечення та удосконалення серверної частини.

Наступним етапом може бути розробка спеціального WEB-порталу, який би забезпечив уніфіковану роботу з різноманітними мережами, WEB - сервісами – інформаційними, комукаційними, обчислювальними, транзакційними, прикладними та ін. Цей портал повинен надавати можливості персоніфікації інтересів користувачів для роботи з будь-якими WEB-сервісами, а також можливості з конфігурування індивідуальної інформаційної системи на базі різноманітних наборів WEB-сервісів.

На завершальному етапі здійснюється повномасштабне розгортання віртуального мережевого середовища з певним набором математичного та апаратно-програмного забезпечення з функціями:

введення та отримання в уніфікованому форматі інформації щодо поточних потреб та пропозицій підприємств –учасників;

створення та підтримка бізнес ланцюгів: постачальник-споживач, попит-пропозиція та ін.;

планування виробництва та розподіл основних ресурсів.

Розробка інформаційно-аналітичної системи “Реєстр Міністерства аграрної політики та продовольства України” забезпечить створення бази даних уніфікованого формату та створення механізмів доступу до обмеженої інформації підприємств та баз даних, накоплених на рівні району, області,

міністерства.

Для роботи з базами даних і аналізу інформації передбачені відповідні програмні засоби.

Програми повинні мати можливість друку даних бази даних (як всієї так і обмежених критеріями пошуку).

Програми баз даних повинні мати керівництво з експлуатації.

По завершені роботи повинно бути представлено: диск (або USB накопичувач) з програмою формування бази даних, керівництво з експлуатації та звіт.

Перед впровадженням автоматизована система проходить попередні випробування та дослідну експлуатацію.

Висновок

У результаті розробки автоматизованої системи забезпечується комплексний аналіз діяльності підприємств та регіонів за аналітичними та синтетичними показниками і є можливість отримати інформацію, на підставі якої визначати стан справ в галузях агропромислового виробництва, приймати оптимальні управлінські рішення та складати прогнози розвитку господарств та держави в цілому.

Список використаних джерел.

1. Словарь по кибернетике: Св. 2000ст. /Под ред. В.С.Михалевича. 2-е изд.К., Гл. ред. УСЭ им.М.П.Бажана, 1989.
2. Четверикові В.Н. и др. Базы и банки данных: Учеб. для вузов по спец. «АСУ» /В.Н.Четвериков, Г.И.Ревунков, Э.Н.Самохвалов; Под ред. В.Н.Четверикова. М., Высш. шк., 1987.
3. Кириллов В. В. Основы проектирования реляционных баз данных: Учеб. пособие: http://www.citmgu.ru.
4. ДЕРЖАВНИЙ КЛАСИФІКАТОР УКРАЇНИ КЛАСИФІКАЦІЯ ОРГАНІЗАЦІЙНО-ПРАВОВИХ ФОРМ ГОСПОДАРЮВАННЯ ДК 002:2004 Чинний від 01.06.2004.
5. КЛАСИФІКАЦІЯ ВИДІВ ЕКОНОМІЧНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ (NACE, Rev. 1.1-2002) ДК 009:2005 Чинний від 01.04.2006 р.
6. Класифікатор системи позначень одиниць вимірювання та обліку ДК 011-96Чинний від 01.07.97 р.
7. ДЕРЖАВНИЙ КЛАСИФІКАТОР УКРАЇНИ Класифікація послуг зовнішньоекономічної діяльності ДК 012-97 Чинний від 01.10.97 р.
8. ДЕРЖАВНИЙ КЛАСИФІКАТОР ПРОДУКЦІЇ ТА ПОСЛУГ ДК 016-97 Чинний від 01.01.99 р.

Аннотация

К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ДЛЯ СОЗДАНИЯ, ФОРМИРОВАНИЯ И ВЕДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНЫХ ПРОГРАММ БАЗ ДАННЫХ РЕЕСТРА ПРЕДПРИЯТИЙ, ОРГАНИЗАЦИЙ И УЧРЕЖДЕНИЙ ОБЛАСТЕЙ

АГРОПРОМЫШЛЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА, КОТОРЫЕ МОГУТ БЫТЬ ЗАДЕЙСТВОВАНЫ К ВЫПОЛНЕНИЮ МЕРОПРИЯТИЙ И РАБОТ ДЛЯ НУЖД ГОСУДАРСТВА

Кириенко Н.М., Винокуров Н.А., Зинченко А.А., Сизенко А.В., Андрейченко И.И., Черненко Р.П., Кириенко А.Н.

В статье проведен анализ предметной области и построение первичного варианта для решения задачи выявления основных сущностей предметной области, их атрибутов и связей между ними, исходя из её описи.

Annotation

TO THE QUESTION OF DEVELOPMENT OF CASS FOR CREATION, FORMING AND CONDUCT WITH THE USE OF THE COMPUTER PROGRAMS OF BASES OF DATA OF REGISTER OF ENTERPRISES, ORGANIZATIONS AND ESTABLISHMENTS OF AREAS OF AGROINDUSTRIAL PRODUCTION, WHICH CAN BE INVOLVED TO IMPLEMENTATION OF MEASURES AND WORKS FOR THE NEEDS OF THE STATE

M. Kiriienko, A. Zinchenko, A. Sizencko, N. Vinokyrov, I. Andreychenko, R. Chernenko, A. Kiriienko

In the article the analysis of subject domain and construction of primary variant are conducted for the decision of task of exposure of basic essence of subject domain, their attributes and connections between them, coming from her inventory.

УДК 658.382.3

МЕТОДИ ОЦІНЕННЯ ВИРОБНИЧОГО РИЗИКУ НА МЕХАНІЗОВАНИХ РОБОТАХ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

Войналович О.В., к. т. н., доц., Мотрич М.М., асист., Кірдань В.Є., аспі.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Розглянуто методи оцінення виробничого ризику на механізованих процесах у сільському господарстві. Показано, що проблема комплексного оцінення ризику травмування на виробництві з урахуванням ймовірності нещасного випадку, тяжкості його наслідків та ступеню забезпечення захисту працівників для сільського господарства є актуальною.

Аналіз причин високого рівня виробничого травматизму серед механізаторів сільського господарства належить до складних задач, які вимагають проведення комплексних наукових досліджень. Так, восени 2009 р. у м. Люблін (Польща) було проведено міжнародну конференцію винятково з тематики оцінення професійних ризиків у сільськогосподарському виробництві

[1]. Про актуальність проблеми свідчить також той факт, що у журналі «Промислова безпека» протягом 2010 р. було опубліковано понад 10 наукових статей, присвячених оціненню та управлінню виробничими ризиками.

Потрібно зазначити, що переважна більшість досліджень в Україні з даної проблеми стосується промисловості, енергетики і транспорту [2 – 4 та ін.], а сільське господарство залишено поза увагою. Однак статистика нещасних випадків за останні роки, у тому числі й зі смертельним наслідком, показує, що сільськогосподарське виробництво залишається галуззю з високим рівнем виробничого травматизму.

Це підтверджує тезу, що проблема комплексного оцінення ризику травмування на виробництві з урахуванням ймовірності нещасного випадку та тяжкості його наслідків для сільського господарства є достатньо новою і актуальною [5]. Система управління охороною праці в АПК має базуватися на впровадженні дієвих механізмів для зниження до прийнятного рівня професійних ризиків [6].

Нині відсутні показники ризику для основних технологічних процесів сільського господарства, зокрема, під час виконання механізованих робіт, не розроблено класифікатори сільськогосподарських професій за критеріями ризику травмування та професійної захворюваності. У роботах, присвячених аналізу небезпечних ситуацій на виробничих процесах сільського господарства із застосуванням машин та механізмів, не враховано технічний стан агрегатів та його зміни протягом експлуатації [7]. Здебільшого у розроблених моделях нещасних випадків в АПК використовують ймовірності помилкових дій працівників, які важко коректно визначити.

Щоб оцінити ступінь небезпечності сільськогосподарського виробництва, у даний час використовують, як правило, лише статистичні показники виробничого травматизму – коефіцієнти частоти, важкості, непрацездатності та ін. Для аналізу професійного ризику в певній галузі економіки це обґрунтовано, адже відомі статистичні дані щодо загальної кількості працівників галузі (підгалузі), кількості нещасних випадків та втрачених робочих днів (наприклад, зі щорічних звітів Фонду соціального страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань України або Держгірпромнагляду України).

Але у загальнодержавних і галузевих статистичних звітах про обставини нещасних випадків в аграрному виробництві відсутні дані про ступінь небезпечності окремих типів машин, механізмів та устаткування, що не дозволяє оцінити їх ризик експлуатації. Тому застосовують інші комплексні методи оцінення виробничого ризику (наприклад, аналоговий, експертний тощо), але вони повинні враховувати тривалість експлуатації сільськогосподарської техніки, ступінь її зношеності, рівень захищеності працівників технічними засобами безпеки та інші параметри [8].

Метою даної роботи було показати сучасні комплексні підходи щодо оцінення ризику настання нещасного випадку (травмування) на механізованих процесах у сільському господарстві.

Статистичний і аналоговий методи використовують за наявності певної

вибірки аналогічних нещасних випадків чи небезпек, що не завжди можна реалізувати у випадку експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки за різноманітних умов виробничого довкілля. Тому частіше застосовують експертний метод, який базується на оцінках фахівцями (експертами) значущості впливу того чи іншого виробничого чинника на безпеку виконання технологічних процесів. Згідно з цим методом використовують бальну шкалу оцінення ймовірності ризику і його наслідків [9]. Значення має не так величина оцінок (балів), а їх співставлення залежно від наслідків впливу небезпечних виробничих чинників.

У експертному методі для оцінення ступеня ймовірності настання нещасного випадку (виробничої травми, отруєння та ін.) використовують такі позначення: А - висока ймовірність; В - середня ймовірність; С - мала ймовірність. Тяжкість наслідків оцінюють згідно з трирівневою шкалою: І рівень - аварія, смерть працівника; ІІ рівень - важка травма; ІІІ рівень - легка травма.

Після такого виокремлення встановлюють категорії ризику: 5 - дуже високий (неприйнятний); 4 - високий (неприйнятний); 3 – середній (прийнятний); 2 – малий (прийнятний); 1 - дуже малий (прийнятний).

Далі встановлені для певного механізованого виробничого процесу (машини, агрегату, механізму) експертні бали виробничого ризику узагальнюють у вигляді Карти ідентифікування, оцінення і усунення неприйнятних ризиків на робочому місці, що дозволяє комплексно оцінити ризик виконання робіт. Категорію ризику робочого місця визначають згідно з найвищою експертною оцінкою серед всіх проаналізованих шкідливих (небезпечних) виробничих чинників. Якщо на робочому місці виявлено суттєві порушення нормативів безпеки праці, то категорію ризику підвищують на один бал [9].

Карта ідентифікування, оцінення і усунення неприйнятних ризиків доповнює Карту санітарно-технічного стану на робочому місці (Карту умов праці), яку використовують для встановлення пільг і компенсацій працівникам за роботу у шкідливих чи важких умовах. Порівняння цих Карт відображає різницю поглядів науковців щодо ідентифікації ризику з позицій медицини праці (гігієни праці та професійної захворюваності) та охорони праці.

Медицина праці розглядає оцінення професійного ризику як встановлення кількісних закономірностей виникнення професійних хвороб у працівників і розроблення механізмів запобігання захворюваності. Для цього вивчають чинники виробничого довкілля (шум, вібрацію, хімічні та біологічні речовини, радіаційне та інші види випромінювання тощо) і трудового процесу (інтенсивність праці, темп роботи та ін.) як джерела ушкодження здоров'я. Рівень ризику визначають шляхом порівняння ступеня поширення тих або інших хвороб у певних професійних групах працівників за певних умов праці (експозиція чинників виробничого довкілля, клас небезпеки речовин і перевищення їхньої концентрації щодо санітарних норм та ін.).

З позиції охорони праці ризик на виробництві оцінюють як ймовірність прояву небезпечних чинників виробничого довкілля (техніки, технології та

виду виробництва, організації праці, професійної підготовки працівників тощо), які впливають на рівень виробничого травматизму. Тому в науковій літературі з питань оцінення ризиків використовують терміни професійного та виробничого ризику в різних аспектах (щодо медицини праці та охорони праці).

Оцінювати рівень виробничого ризику потрібно перед введенням в експлуатацію машин, механізмів та обладнання, а в подальшому після змінення конструкції обладнання, параметрів технологічного процесу, організації праці. Працівника необхідно ознайомити з результатами оцінення ступеня ризику на його робочому місці та охарактеризувати заходи, які будуть впроваджені для зниження ризику небезпечного (неприйнятного) рівня.

Нині запропоновано й інші підходи для оцінення ризику на механізованих роботах у сільському господарстві. Так, у роботі [10] для обґрунтування працеохоронних заходів використано показник ризику травмування механізаторів зернозбиральних комбайнів, який визначають через ступінь налаштування технологічного регулювання. Для цього розроблено бальну методику оцінення налаштування зернозбиральних комбайнів щодо керування технологічним процесом за такими параметрами, як зручність, доступність, складність, безпека, трудомісткість та частота виконання технологічного регулювання. В основу оцінення ризику покладено розроблений авторами узагальнений показник налаштування, який враховує вище зазначені параметри і дозволяє з позицій безпеки праці оцінити кожне технічне регулювання, сукупність регулювань окремих робочих органів і різних типів комбайнів.

Питанням методології визначення ризику в сільському господарстві присвячено роботу [11]. У цій роботі теоретично обґрунтовано ймовірнісні показники безпеки руху, зокрема ймовірнісний показник усунення несправностей транспортних засобів, методи їх визначення, методичні підходи щодо безпечного руху транспортних засобів по внутрішньогосподарських дорогах, обґрунтовано технічні рішення, які дозволяють усунути небезпеки у джерелі їх виникнення. Практичну значущість роботи становлять результати досліджень математичних моделей ймовірнісних показників безпеки руху. У роботі було розвинуто методику використання теорії ймовірності для оцінення транспортного травматизму та методику оцінення ступеня небезпеки внаслідок несправності транспортних засобів.

Щоб розрахувати ймовірності виникнення професійного захворювання у механізаторів, автори роботи [12] використали логіко-графічну модель – дерево відмов. Якісне та кількісне оцінення ризиків було виконано за допомогою комп’ютерної програми на основі коду IRRAS [4], розробленого для ймовірнісного аналізу безпеки атомних станцій. Це дозволило виявити найбільш небезпечні поєднання подій та розрахувати ймовірність професійного захворювання.

У роботі [13] було встановлено, що відхил параметрів виробничого процесу на вугільних шахтах від технологічно обґрунтованих значень більше ніж на 7% призводить до виникнення неприйнятного ризику травм і аварій. Залежність рівня ризику від величини відхилу має такий вигляд:

$$P = 1{,}864e^{0{,}011\delta}, \quad (1)$$

де: P – ризик;

δ – величина відхилу від технологічного регламенту.

Такі математичні моделі ризику можна використати для механізованих виробничих процесів у сільському господарстві.

Так, експоненційний тип рівняння було використано у роботі [14] для представлення кінетичних діаграм накопичення тріщин у вузлах тракторів МТЗ-80, які описують залежності наявності відносної кількості виявлених тріщин (nд / N) у загальній сукупності досліджених, значущих щодо безпеки експлуатації, деталей від відносної тривалості експлуатування тракторів.

У цьому дослідженні ймовірність настання аварійної ситуації (раптової втрати керування через зруйнування деталей вузлів трактора) розраховували на основі результатів діагностування тракторів МТЗ-80. Дефектоскопічний контроль ці трактори проходили під час капітального ремонту. Як прилад неруйнівного контролю було застосовано портативний дефектоскоп вихрострумового типу [15] з набором датчиків, пристосованих для контролю деталей різної геометрії та розмірів.

У розрахунку ризику аварійних ситуацій під час експлуатації тракторів МТЗ-80 через зруйнування деталей системи керування було використано статистичні методи розпізнавання теорії технічного діагностування. Діагностування об'єктів проводили за комплексом ознак к, а саме: к1 – наявність малих тріщин; к2 – наявність тріщин середнього розміру; к3 – наявність великих тріщин. При цьому розглядали два стани (діагнози) об'єктів: D1 – справний та D2 – несправний. Об'єктами діагностування вважали окремі вузли трактора. У діагностичну матрицю було введено апріорні ймовірності діагнозів і умовні ймовірності ознак, які після кожного наступного діагностування зазнавали відповідної корекції.

Задавши ймовірність настання базових подій як умовні ймовірності виходу з ладу окремих вузлів, було розраховано ймовірності настання проміжних аварійних ситуацій (відривання колеса, заклинення керування, самовільне зміщення колії тощо) та головної події (раптова втрата керування сільськогосподарської машини).

Якщо у моделях розрахунку ризиків відсутні кількісні дані щодо ймовірностей базових подій або їх можна оцінити з певною похибкою, то доцільно використовувати методи теорії нечітких множин або інші підходи. Так, щоб задати ймовірності настання базових подій у розрахунку ризику настання нещасного випадку (аварійної ситуації), можна використати результати контролю інспекціями державного технічного нагляду Міністерства аграрної політики та продовольства України технічного стану тракторів, самохідних сільськогосподарських машин та іншої сільськогосподарської техніки. Вимоги до технічного стану цієї техніки затверджено наказом Міністерства аграрної політики України № 316 від 06.05.2009 р.

Показники контролю записують у спеціальну таблицю із зазначенням

дотримання вимоги (так/ні). Для оцінення ступеню виробничого ризику експлуатації сільськогосподарської техніки доцільно результати такого контролю узагальнити по регіону (галузі) для окремих видів техніки та проранжувати балами небезпеки подальшої експлуатації.

Висновок

Методологія визначення виробничих ризиків на механізованих процесах сільського господарства має поєднувати на базі логіко-графічних моделей дерева відмов (подій) різні методи оцінення ризиків, які дозволять врахувати діагностичні показники технічного стану сільськогосподарської техніки (наприклад, наявність пошкоджень деталей і елементів конструкцій на певних етапах експлуатації) та експертні оцінки.

Список використаних джерел

1. Wojnalowich A.V., Capko W.G. Ocena ryzyka zawodowego w branzach rolniczych Ukrainy / Ocena ryzyka zawodowego w rolnictwie. Praca zbiorowa pod redakcja Agnieszki Buczaj, Leszka Soleckiego. - Lublin, Instytut medycyny wsi, 2010. – P. 239 –246.
2. Ткачук К.Н., Водяник А.О. Критерії оцінювання ризику нещасних випадків на виробництві // Проблеми охорони праці в Україні: Зб. наук. праць ННДІОП. – 2005. – С. 19 – 30.
3. Лесенко Г. Професійний ризик виробництва та виробничий травматизм // Охорона праці, 2003. – № 4. – С. 36 – 39.
4. Бегун В.В., Горбунов О.В., Каденко И.Н. и др. Вероятностный анализ безопасности атомных станций (ВАБ): Учебн. пособие / К., 2000. – 568 с.
5. Дубровін В.О., Войналович О.В., Гнатюк О.А. та ін. Професійний ризик на механізованих процесах в АПК та напрями його зниження // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка і енергетика АПК». – К., 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 13 – 19.
6. Лисюк М.О., Водяник А.О. До питання про керованість охороною праці та ефективність системи управління нею // Вісник Національного НДІ охорони праці. - К.: ННДІОП, 2004. – № 7. – С. 8 – 10.
7. Лехман С.Д. Система управління професійним ризиком на сільськогосподарському підприємстві / Збірник наукових праць 3-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Моторизація і енергетика рільництва”. – Люблін (Польща), 2001. – С. 9 –12.Войналович О.В., Мотрич М.М. Підходи щодо створення методології оцінення ризику травмування працівників на механізованих процесах в АПК // Електротехніка і механіка, 2007. – № 1. – С. 93 – 101.
8. Гогіташвілі Г.Г., Камінський В.Ф., Лапін В.М., Войналович О.В. Оцінювання професійного ризику в галузях сільськогосподарського виробництва України // Вісник аграрної науки, 2010. – № 8. – С. 53 – 55.
9. Дмитриев М.С. Улучшение условий и охраны труда операторов зерноуборочных комбайнов за счет совершенствования механизмов

регулирования рабочих органов : Дис. ... канд. техн. наук, 2004. – 168 с.
10. Христофоров Е.Н. Улучшение условий и охраны труда операторов сельскохозяйственных транспортных средств путем разработки и внедрения инженерно-технических предложений и организационных мероприятий : Дис. канд. техн. наук, 2003. – 179 с.
11. Таірова Т.М., Марчишина Є.І., Брус Ж.О. Ймовірність виникнення вібраційної хвороби у механізаторів та заходи щодо її запобігання / Збірник матеріалів Міжнародної наукової конференції «Охорона праці та соціальний захист працівників», 19-21 листопада 2008 р., м. Київ. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – С. 446 – 448.
12. Баскаков В.П. Организационно-технологическое обеспечение снижения риска аварий и травм на угольных шахтах // Безопасность угледобычи: Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня. – 2007. – № ОВ 17. – С. 35 – 47.
13. Войналович О.В., Гнучій Ю.Б., Мотрич М.М. Моделювання аварійних ситуацій, зумовлених наявністю тріщин у відповідальних деталях трактора МТЗ-80 // Проблеми охорони праці в Україні: Збірник наукових праць. – К.: ННДІОП, 2003. – Вип. 7. – С. 115 – 123.
14. Васинюк І.М., Писаренко Г.Г., Маковей В.О., Войналович О.В. Вихороструменевий дефектоскоп. Патент України на промисловий зразок. Бюл. № 1, 15.02.2001.

Аннотация

МЕТОДИ ОЦІНЕННЯ ВИРОБНИЧОГО РИЗИКУ НА МЕХАНІЗОВАНИХ РОБОТАХ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

Войналович О.В., Мотрич М.М., Кірдань В.Є.,

Рассмотрены методы оценки производственного риска на механизированных процессах в сельском хозяйстве. Показано, что проблема комплексной оценки риска травматизма на производстве с учетом вероятности несчастного случая, тяжести его последствий и степени обеспечения защиты работников для сельского хозяйстве актуальна.

Abstract

METHODS OF EVALUATION OF PRODUCTION RISK ARE ON THE MECHANIZED WORKS IN AGRICULTURE

O.Voynalovich , M.Motrich, V.Kirdan

The methods for estimating the professional risk for mechanized agriculture are considered. It is shown that the problem of integrated risk estimatation of industrial injuries, taking into account the probability of an accident, the severity of its impact and ensure the protection of workers for agriculture is relevant.

УДК 331.4(075.8)

ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАКОНОДАВЧОЇ БАЗИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ ЯК ЗАПОРУКА ЗДОРОВ'Я ТА БЕЗПЕКИ НАЦІЇ

Сєріков Я.О. к.т.н., проф.

Харківська національна академія міського господарства. м. Харків

Викладені основні положення з організації і забезпечення безпеки харчових продуктів. Описані засади основних законодавчих документів, направлених на вирішення проблеми, узагальнена структура системи наскрізного контролю якості харчових продуктів.

Забезпечення безпеки харчових продуктів є нагальною потребою сучасності, яка стосується не тільки України, а й високорозвинених капіталістичних країн. Загальновідомим фактом є те, що від якості харчових продуктів, ступеня їх шкідливості й небезпечності залежить не тільки здоров'я населення, а й генетичний фонд держави, рівень розвитку науки, промисловості [1, 2].

Створення багаточисельної мережі фермерських хазяйств, малих підприємств, що займаються переробкою продукції, випуском продуктів харчування, є актуальним напрямком в реалізації завдання забезпечення населення харчовими продуктами. Але вирішення завдання таким шляхом, взагалі як і другим іншим, повинне забезпечуватися відповідним контролем якості продукції, як вихідної, так і кінцевого продукту. Контроль повинен мати науково-дослідницьке підґрунтя, на базі якого створюються законодавчі і нормативні документи.

Розглянемо наявний стан вирішення цієї проблеми сучасності.

На сьогодні розроблена і впроваджується Система забезпечення безпеки харчових продуктів НАССР - (Hazard Analysis and Critical Control Point - аналіз ризиків і критичні контрольні точки). Ця система признана відповідною Комісією ООН і рекомендована для впровадження у всіх країнах. Базовими першоджерелами, що визначають принципи системи НАССР у всьому світі, є керівні документи Комісії ООН «Кодекс Аліментаріус» (Joint FAO/WHO Codex Alimentarius Commission - З'єднана комісія Організації продуктів харчування і сільського господарства і Світової організації охорони здоров'я):

- Codex Alimentarius Food Hygiene Basic Texts. Food and Agricultural Organization (FAO) United Nations – World Health Organization (WHO). Rome, 1997.
- General Principles Food Hygiene, CAC/RCP 1-1969, Rev. 3 (1997), amended 1999.
- Hazard Analysis and Critical Control Point (HACCP) System and Guidelines for its Application, Annex to CAC/RCP 1-1969, Rev. 3 (1997).

У США видані Керівні вказівки Національної консультативної ради з

мікробіологічних критеріїв для продуктів харчування (NACMCF). Американський департамент сільського господарства (USDA) і Адміністрація по продуктах харчування і медикаментах (FDA) регламентують контроль за допомогою системи НАССР для підприємств переробки м'яса і морських продуктів, садівництва і городництва.

У Європейському Співтоваристві обов'язковою є Директива 93/43/ЕЕС про гігієну продуктів, згідно якої всі виробники й оператори харчової продукції повинні розробити і впровадити у себе процедури на основі принципів НАССР.

В конкретній державі Система НАССР повинна бути побудована на фундаменті програм GHP і GMP, що забезпечують дотримання санітарних вимог для харчового підприємства відповідного профілю і санітарних вимог до устаткування, будівель і споруд розглядуваного профілю. За допомогою супутніх програм НАССР контролюються і забезпечуються виробничі умови, що створюють основу для безпеки продукції.

Як допомога компаніям харчової галузі, що прагнуть упровадити систему менеджменту якості, виданий спеціалізований стандарт для підприємств харчової промисловості - ISO 15161 Керівництво по використанню ІСО 9001:2001.

В Росії затверджений державний стандарт ГОСТ Р 51705.1-2001 Управління якістю харчових продуктів на основі принципів ХАССП [3]. Загальні вимоги, цього стандарту розроблені з урахуванням Директиви ЄС 93/43.

В Україні прийнятий державний стандарт ДСТУ 4161-2003 Системи управління безпечністю харчових продуктів [4]. Цей стандарт реалізує вимоги Директиви ЄС 93/43 і Codex Alimentarius Food Hygiene Basic Texts.

Основи і принципи НАССР передбачають систематичну ідентифікацію, оцінку й управління шкідливими і небезпечними чинниками, які істотно впливають на безпеку продукції. Вона орієнтує персонал на системне визначення і виконання застережних заходів. Ця система управління безпекою харчових продуктів базується на 7 наступних принципах:

Принцип 1. Проведення аналізу шкідливих і небезпечних чинників, які пов’язані з виробництвом харчових продуктів, на всіх стадіях життєвого циклу, починаючи з розведення (вирощування) і закінчуючи поставкою кінцевому споживачу, включаючи стадії обробки, переробки, зберігання і реалізації. На цьому етапі виконується також виявлення умов виникнення шкідливих і небезпечних чинників і проведення заходів, необхідних для їх контролю.

Принцип 2. Визначення критичних точок етапів технологічного процесу, в яких повинен здійснюватися контроль для усунення шкідливих і небезпечних чинників або мінімізації ймовірності їх появи. Під «етапом» розуміється будь-яка стадія виготовлення харчових продуктів, включаючи сільськогосподарське виробництво, постачання сировини, підбір інгредієнтів, переробку, збереження і транспортування, складування і реалізацію.

Принцип 3. Визначення критичних меж, яких слід дотримуватися для того, щоб упевнитися, що критична точка знаходиться під контролем.

Принцип 4. Розробка системи моніторингу, яка забезпечить контроль в

критичних точках технологічного процесу за допомогою виконання запланованих випробувань або наглядів.

Принцип 5. Розробка корегуючих дій, які повинні здійснюватися, якщо результати моніторингу свідчать, що в певній критичній точці контроль не здійснюється.

Принцип 6. Розробка процедур перевірки, які дозволяють упевнитися в ефективності функціонування системи.

Принцип 7. Документування всіх процедур і даних, які є в системі.

Основною закономірною причиною широкого розповсюдження системи НАССР є можливість управління безпекою харчових продуктів і попередження випадків отруєння їжею. Основними причинами інцидентів, викликаних їжею, є: погана якість сировини, невірне поводження з сировиною, зміни у формулі продукції, зміни в процесі виробництва продукції, перехресне забруднення, невідповідне прибирання і чищення, обслуговування, додавання неправильних компонентів.

Отруєння продуктами харчування може відбутися на місцевому рівні або викликати широко поширені захворювання й подальші проблеми. Якщо безпека харчових продуктів забезпечується не адекватно і не контролюється, існують ризики того, що деякі дії можуть виконуватися невірно. Витрати підприємств на ліквідацію наслідків невірних дій можуть бути досить значними. Крім того, споживацький рух, ініціативи окремих юридичних і фізичних осіб можуть призвести до позовів і судових розглядів у разі виявлення ризиків для безпеки, навіть якщо ці ризики не привели до захворювань або травм.

Традиційні методи контролю, що використовуються при випуску харчової продукції, не завжди можуть забезпечити оперативне відповідне реагування. Проведений по закінченню процесу контроль, може не забезпечити достатньої достовірності даних з безпеки всієї продукції. До проблем, що виникають при практичному здійсненні контролю, відносяться такі фактори:

- при відборі зразків результати надаються після події, що відбулася. Наприклад, виниклого забруднення устаткування;
- у багатьох випадках існує значний часовий проміжок між відбором проб і отриманням результатів випробувань;
- руйнуючий характер хімічних (мікробіологічних) випробувань або їх відносно висока вартість;
- труднощі у виявленні відхилень від нормативів і загроз. Наприклад, невидимих патогенів.

У зв’язку з цим, доцільно використовувати превентивну систему управління і контролю для процесів, які охоплюють: вхідні матеріали, обробку, упаковку, зберігання, розподіл і реалізацію. Такою системою і є система НАССР.

При умові впровадження і підтримки (реальної дії) системи НАССР, підприємство володіє упевненістю в тому, що безпека харчових продуктів дотримується на необхідному рівні. Як результат воно має можливість уникнути використання в процесі виробництва потенційно небезпечних

матеріалів, порушень технології, створення біологічних, хімічних і фізичних загроз для здоров'я людей, непродуктивних економічних витрат, витрат унаслідок псування, неправильного виробництва, наприклад внаслідок саботажу:

Крім того, до переваг використання системи НАССР, відноситься:

систематичний підхід до забезпечення безпеки харчової продукції;

можливість інтеграції в систему управління якістю;

допомога в демонстрації зацікавленим сторонам належної обачності і використання міжнародно визнаного підходу;

мала кількість порушень в роботі системи управління якістю продукції;

ефективність витрат;

підвищення довір'я і задоволеності замовника.

В Україні з 01.01.2006 р. введений в дію Закон «Про безпечність та якість харчових продуктів». Цей Закон регулює відносини між органами виконавчої влади, виробниками, продавцями (постачальниками) та споживачами харчових продуктів і визначає правовий порядок забезпечення безпечності та якості харчових продуктів, що виробляються, знаходяться в обігу, імпортуються, експортуються.

Так, наприклад, згідно цього Закону Національна Комісія України з Кодексу Аліментаріус рекомендує, а Головний державний санітарний лікар України та Головний державний ветеринарний інспектор України разом затверджують:

1)Вимоги до запровадження Системи аналізу ризиків та контролю (регулювання) у критичних точках або аналогічних системах забезпечення безпечності під нас виробництва підконтрольних харчових продуктів.

Особи, які займаються виробництвом або введенням в обіг харчових продуктів, повинні:

1)Виконувати вимоги цього Закону.

2)Застосовувати санітарні заходи та належну практику виробництва, системи НАССР або інших систем забезпечення безпечності та якості під час виробництва та обігу харчових продуктів.

Виробник сільськогосподарської продукції, призначеної для споживання людиною, харчових продуктів, харчових добавок, ароматизаторів або допоміжних матеріалів для переробки, зобов'язаний видавати Декларацію виробника на такі об'єкти під час введення їх в обіг. Декларація виробники засвідчує відповідність харчових продуктів, харчових добавок, ароматизаторів або допоміжних матеріалів для переробки вимогам, визначеним у Декларації за умови, що вимоги, встановлені виробником, виконуються протягом подальших дій.

Виробник, що видає Декларацію виробника, повинен мати документальні докази дійсності його декларації. Такими документальними доказами визнаються, зокрема, протоколи вимірювань, досліджень, проведених акредитованою лабораторією, документи про впровадження на виробництві систем НАССР або аналогічних систем забезпечення безпечності та якості вироблених товарів, експлуатаційні дозволи і документи про результати

державного контролю та державного нагляду санітарної чи ветеринарної служби відповідно.

На даний час розроблений і впроваджується новий єдиний міжнародний стандарт виробництва харчових продуктів IFS - International Food Standard. Він покликаний допомогти підприємствам харчової галузі в забезпеченні високої якості вироблюваної продукції. IFS виник на основі принципів Належної виробничої практики (Good manufacturing practice - GMP), ХАССП і стандартів ІСО і в даний час є найефективнішим інструментом управління якістю сировини, упаковки і виробництва харчових продуктів.

Для впровадження стандарту IFS на підприємстві необхідно реалізувати наступні етапи:

1. Призначення фахівця, відповідального за систему управління якістю і в цілому за всю документацію, по можливості володіючого англійською або німецькою мовою.

2. Утворення робочої групи ХАССП, яка включає відповідального фахівця, начальника виробництва, начальника зміни.

3. Чітке позначення і документальне оформлення всіх виробничих процесів (виробництво, постачання, збут, управління якістю, дослідження і розвиток, обробка рекламацій, управління документами і т.д.). Написання відповідних інструкції для всього процесу виробництва.

4. Встановлення системи ХАССП згідно Кодексу Аліментаріус і її документальне оформлення. Визначення всіх критичних контрольних точок виробництва, їх документування, контроль, встановлення штрафних санкцій за недотримання вимог.

5. Створення і документальне оформлення єдиного довідника якості або впровадження на підприємстві ІСО 9001.

Висновок

Таким чином, виходячи з вищевикладеного витікає, що на даний час законодавча і нормативна база забезпечення якості харчових продуктів, розроблена на достатньо високому рівні. Упровадження положень розроблених документів дозволить Українським виробникам не тільки забезпечити належну якість харчових продуктів, тим самим істотно понизити рівень захворюваності населення, але і реалізувати можливість виходу на європейський, міжнародний ринок.

Список використаних джерел

1. Сєріков Я.О., Коженевські Л. Безпека життєдіяльності – секюритологія / Підручник для студентів вищих навчальних закладів. (Рішення МОН України № 14/18 – Г -2516 від 04.12.2008 р). Харків. ІОЦ ХНАМГ, 2010. – 380 с.
2. Безопасность жизнедеятельности / Под ред. Серикова Я.А./ Уч. пособие для студентов высших уч. заведений. Решение МОН Украины № 14/18.2 – 272 от 19.02.2004 г.Харьков. ХНАГХ, 2010. - ISBN 966-7962-45-8.
3. ГОСТ Р 51705.1-2001 Управление качеством пищевых продуктов на основе принципов ХАССП.
4. ДСТУ 4161-2003 Системи управління безпечністю харчових продуктів.

Аннотация

ВНЕДРЕНИЕ ЗАКОНОДАТЕЛЬНОЙ БАЗЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ КАК ЗАЛОГ ЗДОРОВЬЯ И БЕЗОПАСНОСТИ НАЦИИ

Сериков Я.О.

Изложены основные положения по организации и обеспечения безопасности пищевых продуктов. Описаны основные законодательные документы, направленные на решение проблемы, обобщенная структура системы сквозного контроля качества пищевых продуктов.

Abstract

INTRODUCTION LEGISLATIVE BASE PROVIDING SAFETY FOOD PRODUCTS AS MORTGAGE HEALTH SAFETY NATION

Y. Serikov

Substantive provisions for organizations and providing of safety of food products are Expounded. The basic legislative documents directed on the decision of problem are described, generalized structure of the through checking system of quality of food products.

УДК 613.6

ОСОБЛИВОСТІ УМОВ ПРАЦІ НА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЕТАПАХ ВИРОБНИЦТВА БІОПАЛИВА

Цапко В.Г.

Національний університет біоресурсів та природокористування України,м.Київ

Стеренбоген М.Ю., ст.н.с., Чудновець А.Я., Папач В.В.

Інститут медицини праці АМН України, м.Київ

Наведені результати вивчення умов праці при виробництві біопалива (на прикладі ріпаку) при вирощуванні та збиранні рослинної сировини з використанням різноманітної техніки, визначені особливості різних технологічних етапів, визначені чинники, які можуть негативно впливати на стан робітників, розроблені профілактичні заходи для працюючих в галузі.

Використання біопалив та інших поновлювальних джерел енергії є важливою тенденцією розвитку сучасного агропромислового комплексу провідних країн світу. У 2020 році виробництво енергії за рахунок поновлювальних джерел складатиме близько 10% від загального. За прогнозами спеціалістів застосування біодизелю та біоетанолу в агропромисловому виробництві та сільській місцевості дозволить вирішити

проблеми їх забезпечення енергоресурсами, дефіцитними білковими шротами, калійно-фосфорними добривами та іншими цінними продуктами.

Одним із найбільш перспективних джерел енергії є біопаливо, яке може бути отримано шляхом переробки біомаси, одержаної з сільськогосподарської сировини. В результаті цього аграрне виробництво із споживача традиційних видів енергії перетворюється у їх виробника зі значним потенціалом у майбутньому.

Для України розвиток альтернативної енергетики у сільської місцевості є одним із державних пріоритетів. Основні шляхи розвитку виробництва рідкого біопалива, призначеного для транспортних засобів із дизельними двигунами та двигунами внутрішнього згоряння, безпосередньо пов'язані з вирощуванням олійних культур і рослин з великим вмістом крохмалю [1, 2,5]. Переважна більшість вирощеного в Україні ріпаку експортується. Проте з'являється все більше вітчизняних установок і заводів, які переробляють ріпак на біодизель. Нині таких об'єктів вже понад 40. Поки що в Україні виробляється 18-20 тисяч тонн біодизеля..Але через три роки планується збільшити потужність вітчизняної біопаливної промисловості до 500 тисяч тон на рік.

В Україні розроблена технологія виробництва дизельного біопалива з соняшнику, олійної редьки, гірчиці та інших олійних культур. Ця технологія дає змогу зберігати до 10% енергетичних ресурсів, а також істотно розширює сировинну базу біопаливного виробництва. По оцінкам спеціалістів найбільш перспективною сільськогосподарською культурою в цьому аспекті є ріпак, з якого виробляються основні компоненти біодизельного палива.

Відповідно до «Програми розвитку виробництва біодизельного палива в період до 2010 р.» Україна повинна виробляти й споживати в 2010 р. більше 520 тис. т біодизельного палива, що передбачає забезпечити валовий збір насіння ріпаку близько 1,7- 1,8 млн т.

Ріпак - це культура родини хрестоцвітих, відноситься до цінних олійних культур з високим вмістом ліпідної групи (олії) 35-50% та добре збалансованого за амінокислотним складом білків 19-31% та клітковини 5-7%. Ріпак знаходить застосування також як кормова культура - використовується на зелену масу, сінаж і трав'яну муку в чистому вигляді і у суміші з іншими рослинами.

Однією із переваг застосування біодизелю є його екологічна чистота. У природних умовах біодизель та мастила з ріпаку піддаються швидкому біологічному розщепленню та знешкоджуються мікроорганізмами впродовж 7-8 днів на 95%, в той час як звичайні нафтопродукти тільки на 16%. Біодизель - це акумульована сонячна енергія. Порівняно зі звичайним дизелем він має ту перевагу, що завдяки високій частці ріпакової олії при його згорянні виділяється тільки така кількість CO_2, яку рослини взяли з атмосфери, що практично не впливає на довкілля.[3,4].

При роботі двигунів на біодизелі значно зменшуються шкідливі викиди інших продуктів згоряння, в тому числі сірки — на 98%, а сажі — від 50 до 61%, гідрокарбонатів — та вуглекислих моно оксидів — на 30-34%. При використанні 100 тонн біодизеля викиду в атмосферу вуглекислого газу

зменшуються на 78,5 тонн порівняно з використанням нафтового пального. В процесі вирощування ріпак здатен очищувати поля від радіонуклідів, не нагромаджуючи їх у насінні. Цю властивість ріпаку можна використовувати під час рекультивації забруднених земель, використовуючи насіння для одержання біодизелю [2].

Наукові дослідження за кордоном з даної проблеми спрямовані, в основному, на удосконалення технології отримання біопалива та оцінку його якості. [6]. Оцінки впливу умов праці на робітників при всіх технологічних операціях не проводились.

Мета роботи - вивчення гігієнічних особливостей умов праці при використанні сучасних технологій отримання біопалива у сільському господарстві та обґрунтування профілактичних заходів щодо впливу умов праці на стан здоров′я працюючих на підставі гігієнічної оцінки сучасних технологій отримання біопалива.

При проведенні санітарно-гігієнічних досліджень вивчались параметри мікроклімату, концентрації пилу у повітрі робочої зони, мікробне забруднення основних виробничих ділянок. Вивчення шуму та вібрації проводилось при виконанні технологічних процесів на тракторах та комбайнах, які є на оснащенні в господарствах Черкаської області.

Виробництво біопалива включає в себе три етапи:

І етап - сівба, вирощування та збирання врожаю;

ІІ етап - переробка рослинної сировини ріпаку на олію. На етапі переробки насіння звільняють від домішок, пилу,дозовано подають у шнековий прес, де відбувається процес вижимки олії. Під час холодної вижимки температура олії не перевищує 50о - 60°С. Одержана олія стікає в резервуар, а звідти подається у фільтраційні установки, де відбувається відділення твердих частинок. Далі олія підлягає подальшому очищенню з осадженням фосфорних сполук, а вільні жирні кислоти нейтралізуються і вимиваються. Потім олію зневоднюють і зберігають у резервуарі для чистої олії.

ІІІ етап – виробництво біопалива. Виробництво біодизелю проводять за двома технологіями: „холодна”, за якої процес отримання біопалива проходить при температурі 20-70оС із застосуванням лужних каталізаторів (під впливом каталізатора олія етерифікується метанолом у метилові ефіри зі звільненням гліцерину); „гаряча” - де реакції етерифікації перебігає при температурі 240оС і під тиском близько 10 МПа.

Реакція етерифікації полягає в додаванні одновалентного спирту в тригліцериди при наявності кислотних або основних каталізаторів, розчинених у спирті.

Після закінчення реакції відбувається гравітаційне розділення суміші на дві фракції: темну - гліцеролову та світлу - ефірну. Ефірна фракція може містити продукти неповної етерифікації (мило, жирні кислоти та інші складові компоненти).

Готове ріпакове біодизельне паливо перемішується в означених стандартами пропорціях з традиційним дизельним паливом з додаванням

певних присадок для стабілізації його якості.

На кожному з вищезазначених технологічних етапів на працюючих впливають різноманітні фактори виробничого середовища.

На першому етапі у процесі сівби та вирощування ріпаку концентрації ґрунтового пилу в кабінах тракторів різних марок коливалися від 5,4 до 7,8мг/м3, що перевищувало ГДК в 1,35-1,95 рази. Показники мікроклімату, як правило, не перевищували нормативних значень. Рівні шуму в кабінах тракторів у 74 % вимірів перевищували ГДР на 1-16 дБА. Рівень вібрації на робочих місцях перевищував допустимі рівні по октавним смугам тільки на тракторах застарілих моделей. (Трактор МТЗ-82 Трактор МТЗ-80 Трактор ХТЗ-170-21 Трактор ЮМЗ-8071 Трактор Т-150 к). На сучасних тракторах та комбайнах (трактор MF, Фенд 930, Джон Дир 8400, комбайни New Holland, Домінатор, MF-40) показники шуму та вібрації знаходились у межах нормативних значень.

На другому етапі під час виробництва олії у процессі переробки ріпаку концентрації пилу перевищували ГДК до 6 разів. Значним пилоутворюванням супроводжувалися процеси приймання, транспортування та розвантаження зерна. Температура повітря у робочих приміщеннях в теплий період року при переробці ріпаку на олію перевищувала нормативні значення на 4 - 6 о С. Рівні шуму перевищували ГДР на 5-8 дБА.

На третьому етапі у повітрі робочої зони були визначені пари метанолу на рівні ГДК, температура в приміщеннях перевищувала нормативні значення на 5-9 о С.

На всіх етапах технологічного процесу дослідження визначали біологічний фактор - наявність бактеріальної та грибкової мікрофлори та інших агентів (найпростіших, мікроскопічних кліщів, частинок комах, яєць гельмінтів, біологічно активних часток тваринного та рослинного походження), що можуть викликати алергічну, інфекційну або токсичну реакцію з боку організму людини.

На робочому місці тракториста у повітрі робочої зони кількість мікроорганізмів знаходилась в межах 104 - 106 КУО/м3. Концентрації пліснявих грибів коливалися у межах 104-105 КУО/м3 повітря.

У виробничих приміщеннях переробних підприємств мікробні показники коливалися у межах від 104 - 106 КУО/м3 повітря (при ГДК 5х104 КУО/м3 повітря). Найвищі концентрації мікроорганізмів були виявлені при завантаженні, очистці зерна та його транспортуванні (перевищення ГДК до 20 разів) . На етапі виробництва біопалива мікробні показники знаходились на рівні ГДК 5х104 КУО/м3 повітря .

Відомо, що мікроорганізми та інші біологічно активні компоненти

можуть викликати алергічну, інфекційну або токсичну реакцію з бокуорганізму людини.

Алергійна дія властива багатьом видам бактерій та грибів, а також органічним речовинам рослинного похождення. Різноманітність та складність антигенних комплексів біологічних агентів обумовлює розвиток різних (по кількості та якості) алергічних процесів.

При контакті з біологічними агентами частіше за все виникає гіперчутливість. Гіперчутливість миттєвого типу може проявитися в перші хвилини та години контакту, як правило, при наявності значної концентрації біологічних чинників та протікає у вигляді «сінної лихоманки». При постійній дії малих концентрацій біологічних чинників розвивається гіперчутливість уповільненого типу. До тяжких проявів алергії у робітників з біологічними агентами відносяться екзогенні алергічні альвеоліти. Основними етіологічними агентами альвеолітів є мікроорганізми - грам негативні бактерії, які продукують ендотоксини, мікроскопічні гриби, термофільні актиноміцети; найпростіші,а також біологічно активні речовини рослинного походження (протеїни, гліко - та ліпопротеїди, ферменти).

Алергія, що викликана біологічними агентами, може бути полівалентною та часто зберігається до 5 років після контакту з біологічними факторами.

Інфекційна дія можлива при потраплянні до організму робітника патогенної бактеріальної та грибкової флори, їх спор та токсинів, вірусів. До професійних контингентів, які підпадають під вплив біологічного фактору можна віднести також робітників підприємств по виробництву біопалива.

Токсична дія біологічних агентів на організм працівників є результатом здатності мікроскопічних грибів до утворення мікотоксинів. До основних токсиноутворюючих видів належать Cladosporium, Alternaria, Aspergillius, Penicillium, Fusarium, Candida, Gelmintosporium та ін. Наведені види грибів здатні продукувати такі мікотоксини, як афлотоксини, охратоксини, трихотеценові мікотоксини та ін. Серед перерахованих токсичних метаболітів речовини з канценогенним та мутагенним ефектом, речовини – інгібітори синтезу білку, а також комплекс речовин які діють згубно на нервову систему [7,8].

Разом з цим, слід враховувати, що практично в усіх випадках біологічні агенти можуть впливати на організм працюючих не відокремлено, а у поєднанні з факторами фізичної та хімічної природи [9-11]

Для запобігання негативного впливу виробничих факторів при виробництві біопалива необхідно дотримуватись певних санітарно-гігієнічних рекомендацій:

Для оцінки умов праці згідно з «Гігієнічною класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» № 528 від 27.12.2001 р. на об'єктах з використанням рослинної сировини є обов'язковим визначенням біологічного фактора, який є фактором потенційного ризику можливого негативного впливу на стан здоров'я робітників.

Працівники, зайняті в виробництві біопалива повинні проходити попередні та періодичні медичні огляди з обов'язковою участю алерголога згідно з наказом МОЗ України № 246 від 25.05 2007 р. «Про проведення профілактичних та періодичних медичних оглядів»

Для зниження вмісту пилу в кабінах тракторів та збиральної техніки, а також у виробничих приміщеннях,необхідно забезпечення герметичності обладнання та основних джерел пилоутворення згідно з Гост 12.2.120-88

„Кабіни і робочі місця операторів тракторів і сільськогосподарських машин” , ДСП 3.3.2.041-99 ”Санітарні правила по обладнанню та влаштуванню тракторів і сільськогосподарських машин”, ГОСТ 12.1.005-88 „Загальні санітарно - гігієнічні вимоги до повітря робочої зони”.

У виробничих приміщеннях необхідно проводити вологе прибирання, а також забезпечення ефективної вентиляції згідно СНІП 2.04.05-91. Для зниження мікробного забруднення необхідно проводити дезинфекцію виробничих приміщень та технологічного обладнання дезинфектантами. Працівників на всіх технологічних етапах необхідно забезпечувати індивідуальними засобами захисту, в першу чергу, органів дихання (респіратори типу «Лепесток», «Сніжок », «Росток », 4-шарова марлева пов'язка), згідно положення НПАОП «Про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту (НПАОП 0.00-4.01-08) необхідно також підвищувати загальний санітарний рівень працюючих та дотримання правил особистої гігієни (навчання та інструктажі з питань гігієни та охорони праці).

Висновки

1.Аналіз сучасних технологій отримання біопалива свідчить про те, що для України ріпак є стратегічною енергетичною сільськогосподарською сировиною.

2.На першому технологічному етапі: Рівні шуму та вібрації перевищували нормативні значення тільки на тракторах застарілих моделей; концентрації пилу перевищували ГДК в 1,35-1,95 рази. Показники мікроклімату, не перевищували нормативних значень. Загальна кількість мікроорганізмів знаходилась в межах 104 - 106 КУО/м3 повітря (при ГДК 5,0х104 КУО/м3 повітря).Спорові бактерії коливалися від <100 до 5,0х105 КУО/м3 повітря. Грам-негативні мікроорганізми виявлені у кількості <100. Плісняві гриби коливалися у межах 104-105 КУО/м3 повітря.

3. На другому технологічному етапі: Концентрації пилу перевищували ГДК до 6 разів. Температура повітря у робочих приміщеннях у теплий період року перевищували нормативні значення на 2 - 4оС. Загальна кількість мікроорганізмів знаходилась в межах 103 - 106 КУО/м3 повітря (при ГДК 5х104 КУО/м3 повітря). Перевищення ГДК виявлялось при вивантаженні сировини, у галереї подачі зерна на сушарку, на місці завантаження силосів, при зерноочистці. Спорові бактерії коливалися від 100 до 1,0х104 КУО/м3 повітря. Грам-негативні мікроорганізми були виявлені у кількості 100 до 1,2х105 КУО/м3 повітря. Плісняві гриби коливалися у межах 103-106 КУО/м3 повітря.

4.На третьому технологічному етапі: Рівень шуму перевищував нормативи на 1-2 дБА.Температура повітря перевищувала нормативні значення на 2-5 о С.Концентрації пилу перевищували ГДК до 1,2 рази. Загальна кількість мікроорганізмів не перевищувала ГДК. Спорові бактерії та Грам-негативні мікроорганізми не виявлені. Плісняві гриби становили 102 - 104 КУО/м3 повітря.

5.На всіх технологічних етапах виробництва біопалива працівники

піддаються комбінованої дії фізичних, хімічних та біологічних виробничих чинників: шуму, вібрації, несприятливому мікроклімату, багатокомпонентному органічному пилу та мікроорганізмів.

6.Встановлено, що при переробці рослинної сировини на біопаливо біологічний фактор займає ведуче місце і складається із органічного пилу та мікрофлори. Плісняві гриби складали від 40 до 70 % загальної кількості мікроорганізмів виділених з повітря робочої зони.

7.Наявність високих концентрацій бактеріальної та грибкової флори потребує подальшого вивчення видового складу. Більшість видів мікроорганізмів може негативно впливати на організм людини і бути фактором ризику для здоров'я працюючих з рослинною сировиною.

8.Рекомендовані профілактичні заходи для працюючих при виробництві біопалива викладені у «Інформаційному листі» № 241-2009 МООЗ України (Укрмедпатентінформ), щодо впровадження в практику санітарно-епідеміологічної служби та служб охорони праці на підприємствах галузі.

Список використаних джерел

1. Дубровін В.О. Розвиток технологій використання рослинницької продукції на енергетичні потреби в Україні / В.О. Дубровін // Аграрна наука і освіта.— 2004.— Т. 5.- № 1-2.- С.86-91.
2. Біопалива (технологія, машини і обладнання) / [В.О.Дубровін, М.О.Корчемній ., Масло І.П.]- К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація»,2004.- 256 с.
3. Вірьовка М.І. Фізико-хімічні властивості альтернативного пального на основі рослинних олій / М.І Вірьовка // Механізація та електрифікація сільського господарства. - 2002. - Вип.86. - С 290-294.
4. Ковтун Г.О. Альтернативні моторні палива/ Г.О.Ковтун //Вісник НАН України.- 2005.- №2.- С.19-27.
5. Кухар В.П. Екобіотехнологія та біоенергетика: проблеми становлення і розвитку / В.П.Кухар, Є.В.Кузьмінський, О.А Гнатюк., Н.Б Голуб // Вісник НАН України .-2005.-№9.- С.3-18.
6. Jevic P. Bio-ethanol Use as Motor Vehicle Drive / P.Jevic, Z.Sediva //Annual Report 1996.- Praha: VUZT, 1997.- Rep.
7. Dutkiewicz J. Bacteria and fungi in organic dust as a potential health hazard / J.Dutkiewicz // Ann. Agric. Environ. Med. – 1997. - №4. – P. 11-16.
8. Golec M., Skorska C., Mackiewicz B., Dutkiewicz J. Immunologic reactivity to work-related airborne allergens in people occupationally exposed to dust from herbs environment //Ann Agric Environ. Med. 2004, 11 , № 1. P.121-129.
9. Биологические агенты как фактор профессионального риска / [В.Г.Цапко, М.Ю. Стеренбоген, А.Я Чудновец] //Український журнал з проблем медицини праці , 2005 № 3-4.-К. с.84-90
10. Значение биоаэрозолей в гигиенической оценке условий труда в сельском хозяйстве / В.Г.Цапко, А.Я Чудновец, М.Ю. Стеренбоген //Український журнал з проблем медицини праці ,4(8)2006.- К., с.65-71.

11. Гігієнічні аспекти виробництва біопалива із рослинної сільськогосподарської сировини / [В.Г. Цапко, М.Ю. Стеренбоген , А.Я Чудновец, В.В. Папач] //Український журнал з проблем медицини праці,1(17) 2009.-К.,с. 88-91.

Аннотация

ОСОБЕННОСТИ УСЛОВИЙ ТРУДА НА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЭТАПАХ ПРОИЗВОДСТВА БИОТОПЛИВА

Цапко В.Г., Стеренбоген М.Ю.,Чудновец А.Я.,Папач В.В.

Представлены результаты исследований условий труда при производстве биотоплива (на примере рапса) при выращивании и переработке растительного сырья с использованием разнообразной техники, определены особенности каждого из технологических этапов, определены факторы, которые могут негативно влиять на состояние работающих, разработаны меры профилактики для работников отрасли.

Abstract

PEUIARITIES OF LABOR CONDITIONS AT DIFFERENT TECHNOLOGICAL STAGES OF BIOFUEL PRODUCTION

V.Tsapko, M.Sterenbogen, A.Chudnovets, V.Papach

The results of hygienic investigations of work conditions in production of biofuel from plant raw material – rape in different technological stages are presented. Technological and hygienic characteristics of peculiarities in biofuel processing are given, some factors that can have negative influence the health state of workers are determined, measures directed on optimization of production environment and prophylaxis are offered.

УДК 614.876

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ДЕЗАКТИВАЦІЇ ТВЕРДИХ ПОВЕРХОНЬ УЛЬТРАЗВУКОМ

Ковжога С.О., Писарєв А.В., Лазутський А.Ф., Молодцов В.А.

Національний університет "Юридична академія України ім. Ярослава Мудрого"

Табуненко В.О.

Академія Внутрішніх Військ МВС України

У даній статті розглянуто деякі аспекти дезактивації твердих поверхонь з використанням ультразвуку і можливі перспективи застосування розглянутих методів у сільському господарстві.

Дезактивація ультразвуком (УЗ) ґрунтується на збудженні пружних коливань рідинного середовища, у якій знаходиться забруднений об'єкт. Розповсюдження УЗ коливань у рідинному середовищі уявляє собою хвильовий процес, швидкість якого визначається частотою коливань і довжиною хвилі.

Вплив УЗ-поля на поверхню, що обробляється, схематично показано на рис. 1.

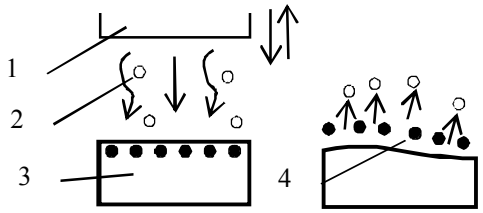


Рис.1- Вплив УЗ-поля на поверхню

Стріктер 1 установки генерує УЗ коливання, що впливають на рідинне середовище 2 і викликають видалення з оброблюваної поверхні 3 верхнього шару разом із радіоактивними забрудненнями, що там знаходилися 4.

Дезактивація під впливом УЗ здійснюється в результаті сумісного впливу рідинного середовища і факторів, які виникають в цьому середовищі під впливом УЗ коливань.

Перша стадія процесу дезактивації здійснюється під впливом звукового тиску і, головним чином, кавітації. Під звуковим або кавітаційним тиском розуміють змінний тиск, що діє на перепони з боку УЗ коливань; його можна виразити за допомогою наступної полуемпіричної формули:

$$P = \frac{1}{9{,}81}\sqrt{20\rho\nu_з J}\,, \qquad (1)$$

де: ρ - щільність рідинного середовища;

$\nu_з$ - швидкість звуку в даному середовищі;

J - інтенсивність звуку.

Звуковий тиск створить на поверхні, що обробляється, надлишковий тиск, котрий і визначає першу стадію процесу видалення радіоактивних забруднень.

Звуковий тиск можна виразити за допомогою енергії звука Е, що є пропорціональною щільності рідинного середовища ρ, амплітуді х і частоті ν УЗ коливань та визначається за формулою:

$$E = \frac{1}{2}\rho\omega x = 2\pi\rho\nu x\,, \qquad (2)$$

де: ω=2πν - кутова частота коливань.

Ефективність першої стадії процесу дезактивації у рідинному середовищі в значній степені залежить ще від одного явища, викликаного УЗ коливаннями – кавітацією. Кавітація полягає в утворенні у рідинному середовищі розривів

безперервності і пухирців, заповнених парами рідини і розчиненими в ній газами. Пухирці здатні до пульсації, внаслідок чого виникають ударні хвилі, що видаляють не тільки поверхневі, але й глибинні радіоактивні забруднення. Цьому сприяє стискання і захлопування пухирців, що супроводжується сильними гідравлічними ударами. Величина гідравлічного удару при кавітації залежить від частоти і амплітуди коливань, природи і температури рідини, а також від інших факторів.

Під впливом УЗ-поля прискорюється дифузія іонів дезактивуючого розчину до забрудненої поверхні, іонний обмін, дифузія іонів радіонуклідів від поверхні у розчин, що інтенсифікує процес дезактивації і підвищує ефективність. При наявності оксидних плівок в УЗ-полі діється інтенсивне руйнування і видалення цих плівок разом із радіоактивними забрудненнями.

Друга стадія процесу дезактивації зумовлена виникненням акустичної течії, яка сумісно з кавітацією звуковим тиском забезпечує транспортування радіоактивних забруднень у дезактивуючий розчин. Наявність акустичної течії сприяє інтенсивному перемішуванню середовища і надходженню свіжої порції дезактивуючого розчину до оброблюваної поверхні. Внаслідок акустичної течії і звукового тиску УЗ-коливання розповсюджуються у рідинному середовищі на відносно великі відстані між стріктером УЗ перетворювача і оброблюваною поверхнею. Зміна тиску всередині газових пулів, які виникли в результаті кавітації, зумовлюють роздроблення радіоактивних забруднень, що знаходяться у рідинному середовищі, тобто відбувається процес емульгування і суспендування, що надає дезактивуючому розчинові колоїдні властивості. Завдяки цьому радіоактивні забруднення утримуються у рідинному середовищі, чим і запобігає можливості вторинного забруднення поверхні.

Таким чином, розповсюдження УЗ коливань у рідинному середовищі сприяє найповнішому видаленню різноманітних радіоактивних забруднень, переведенню їх у дезактивуючий розчин та утримання їх у дезактивуючому розчині.

Ефективність дезактивації під впливом УЗ можна представити наступним співвідношенням:

$$K_Д = f(П, ДР, З, К), \tag{3}$$

У відповідності до умови (3) ефективність дезактивації УЗ визначають наступні фактори: параметри УЗ-поля (П), состав дезактивуючої рідини, умови радіоактивного забруднення різноманітних об'єктів (З), конструктивні особливості УЗ-установок (К).

До числа основних параметрів УЗ-поля відносяться питома потужність генератора Впит, частота коливань ν и час обробки. Параметри УЗ-поля нерозривно пов'язані з дезактивацією під впливом цього поля. Так процес кавітації визначає питому потужність перетворювача УЗ Впит, яку можна виразити наступним чином:

$$B_{пит} = \frac{B\eta_{пер}}{S_{пер}} = \frac{IV\cos\varphi\eta_{пер}}{\eta_{пер}}, \tag{4}$$

де: I – сила струму;
V - напруга;
φ - кут зсуву між напругою і струмом;
ηпер- ККД перетворювача;
Sпер - площа мембрани стріктера перетворювача;
В - потужність перетворювача.

Максимальний коефіцієнт дезактивації досягається при питомій потужності перетворювача 16 кВт/м2, а при обробці прогумованих, бавовняних тканин – 13…17 кВт/м2.

Якщо коефіцієнт дезактивації в УЗ-полі перевищує 100 і досягає 1000, то на апараті для струшування у тій же дезактивуючій рідині коефіцієнт дегазації досягає лише 25.

При збільшенні питомої потужності перетворювача понад певного значення виникає значна кількість кавітаційних порожнин і пухирців, що відбивають і розсіюють звукові хвилі. Підвищення питомої потужності перетворювача за цих умов призводить до зростання турбулентних потоків у рідині, що уносять значну частину пухирців від оброблюваної поверхні, в результаті чого коефіцієнт дезактивації зменшується. При питомій потужності перетворювача нижчій за 10 Вт/м2, коли має місце до кавітаційний режим, то коефіцієнт дезактивації також є незначним і приблизно дорівнює значенням отриманим при інтенсивному перемішуванні дезактивуючих розчинів. Тому питома потужність перетворювача повинна бути в межах 10…50 Вт/м2. Її оптимальне значення установлюється експериментально для конкретних систем.

При обранні частоти УЗ коливань слід розглянути дві суперечливі тенденції. Зростання частоти коливань повинний призвести до підвищення ефективності звукового тиску і акустичної течії, і як наслідок – до збільшення коефіцієнту дезактивації. Чим вища частота коливань, тим значніша кавітація, яка також прискорює дезактивацію.

Зміни коефіцієнта дезактивації при обробці різноманітних поверхонь в залежності від частоти УЗ коливань буде наступним:

Таблиця 1 – Коефіцієнт дезактивації

Коефіцієнт дезактивації	Оброблювані поверхні			
	Цинк	Свинець	Нікель	Алюміній
	частоти коливань, кГц			
800	5,6	1,7	7,7	5,6
3000	5,9	1,8	5,6	5,6

Всупереч очікуванню із збільшенням частоти коливань коефіцієнт дезактивації практично не змінюється. Подібна обставина пояснюється зменшенням довжини фази низького тиску, на протязі якої виникають

кавітаційні пухлинки, звідси при високих частотах для збудження кавітації потребується більша питома потужність перетворювача. При частоті 20 кГц, наприклад, питома потужність повинна бути 10 кВт/м2, при частоті 200 кГц – 100 кВт/м2. З цієї причини бажано обмежити підвищення частоти і питомої потужності перетворювача.

Високочастотні УЗ коливання викликають й інші негативні наслідки. Із зростанням частоти виникає і збільшується ефект УЗ затемнення, що погіршує дезактивацію, особливо об'єктів складної конфігурації. Окрім того ВЧ коливання поглинаються середовищем. Так при частоті 22 кГц дезактивації піддаються чотири шари тканини, при 30 кГц – три шари, при 46 кГц – тільки один. Із зростанням частоти зменшується ККД перетворювача, який при частоті 20 кГц складає 50…80%, а при частоті 200 кГц він спадає до 20%.

Таким чином, з метою дезактивації перевагу слід віддавати низьким частотам, при яких явище УЗ затемнення проявляється рідко. Тому частоти порядку 20…100 кГц можуть бути рекомендованими для дезактивації УЗ [1, 2]

Оптимальна частота УЗ коливань залежить також від складу дезактивуючого розчину. Коефіцієнт дезактивації нержавіючої сталі в 0,1 н, розчині сірчаної кислоти при частоті коливань 30 кГц складає 315, а вуглецевої сталі при 20 кГц підвищується до 1000. Ефективність дезактивації за допомогою УЗ залежить від тривалості обробки. При дезактивації (питома потужність перетворювача 16 кВт/м2) різноманітних тканин (прогумованих, молескина, і плівок перхлорвинилових і гумових), забруднених радіонуклідом 144Ce, через 1…2 хв. досягається максимальна ефективність. Коефіцієнт дезактивації дорівнює 300…700. Подальше збільшення часу обробки не призводить до зростання ефективності дезактивації. Подібна закономірність має місце при обробці металевих поверхонь (стальних, мідних, цинкових, хромових, алюмінієвих, нікелевих, свинцевих), забруднених радіонуклідом 233Ra, питома потужність перетворювача 18 кВт/м2, основна маса радіоактивних забруднень видаляється у перші 20 с. При впливі УЗ понад 30 с. ефективність дезактивації не підвищується [3]. Цей оптимальний час знаходиться експериментально.

Висновок

Розглянуті в даній статті методи дезактивації твердих поверхонь з використанням ультразвуку можуть бути застосовані для очищення деталей і вузлів сільськогосподарських агрегатів від радіоактивного забруднення у разі виникнення потреби. Подальшої розробки потребують конкретні технічні пристрої для реалізації наведеного методу.

Список використаних джерел:

1. Techn. Repts. Ser. IAEA. Viena. 1988, N 286. P. 1…90.
2. Полуэктова Г.Б., Ковальчук О.В. // Атомная техника за рубежом. 1990. № 8. С 9…13.
3. Пат. ФРН. № 8700017. Дезактивация поверхностей, загрязненных тритием. /Ламке Ф. // Опубл. 8.07. 1988.

Аннотация

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ДЕЗАКТИВАЦИИ ТВЕРДЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ УЛЬТРАЗВУКОМ

Ковжога С.О., Писарєв А.В., Лазутський А.Ф., Молодцов В.А. Табуненко В.О

В данной статье рассмотрены некоторые аспекты дезактивации твердых поверхностей с использованием ультразвука и возможные перспективы применения рассмотренных методов в сельском хозяйстве.

Abstract

SOME ASPECTS OF DECONTAMINATION OF HARD SURFACES BY ULTRASOUND

S.Kovzhoga, A Pisarev, A.Lazutskiy,V.Molodcov,V.Tabunenko

This article discusses some aspects of the decontamination of solid surfaces using ultrasound, and Prospects for application of the methods considered in agriculture.

УДК 629.017

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИН ПО УРАВНЕНИЮ ОПРОКИДЫВАНИЯ В ПОПЕРЕЧНОЙ ПЛОСКОСТИ

Кириенко Н.М., к.т.н., доц.,Полянский А.С.,д.т.н.,проф., Задорожняя В.В.,преп.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Установлена зависимость конструктивных параметров трактора с шарнирно-сочлененной рамой и параметров динамической устойчивости при движении на поперечном уклоне, что позволяет прогнозировать безопасное выполнении работ машинно-тракторного агрегата на полях с пересеченной местностью

Введение.Сохранение устойчивости положения колесных машин является одним из самых важных направлений обеспечения безопасности движения и охраны труда при работе на тракторах [1]. На примере трактора Т-150К с шарнирно-сочлененной рамой установлено, что более половины зарегистрированных дорожно-транспортных происшествий приводят к опрокидыванию трактора или машинно-тракторного агрегата [2]. Поэтому необходимо проведение исследований опрокидывания тракторов с шарнирно-сочлененной рамой на поперечном уклоне при выполнении работ на полях с пересеченной местностью.

Анализ публикаций и исследований. Исследованию устойчивости колесных

машин при боковом опрокидывании посвящены работы [3,4,5]. В этих работах выполнен анализ причин приводящих к опрокидыванию. Исследовано взаимодействие в системе «дорога – шина – водитель – машина» при опрокидывании. Проведенные разработки касались, в основном, тракторов с классической схемой компановки. Развитие методов математического моделирования позволит усовершенствовать изучение динамики тракторов с шарнирно-сочлененной рамой с целью обеспечения безопасности оператора при опрокидывании.

Цель и задачи исследования

Целью данной работы является определение влияния конструктивных параметров трактора с шарнирно-сочлененной рамой на его динамическую устойчивость при движении на поперечном уклоне.

Для достижения поставленной цели сформированы следующие задачи исследований:

1.Описать процесс поэтапной потери поперечной устойчивости шарнирно-сочлененного трактора, работающего на уклоне с помощью предложенной математической модели.

2.Получить уравнение опрокидывания, которое позволит прогнозировать безопасное использование машинно-тракторного агрегата при выполнении работ на полях с пересеченной местностью.

Моделирование параметров динамической устойчивости машин по уравнению опрокидывания в поперечной плоскости

Для машин с жесткой рамой параметрами устойчивости являются предельные углы статической устойчивости, при которых обеспечивается устойчивость, как в продольном так и поперечном направлениях [1,2]. Статическая устойчивость трактора с шарнирно-сочлененной рамой определяется минимальным углом склона β, на котором трактор теряет устойчивость при некотором угле складывания δ и угле поворота γ одной секции рамы относительно другой (рис.1).

Для получения зависимости, связывающей угол уклона β с углом поворота секции рамы в поперечной плоскости γ_{x1}, получено уравнение движения для секции, обладающей меньшей устойчивостью против опрокидывания в поперечной плоскости:

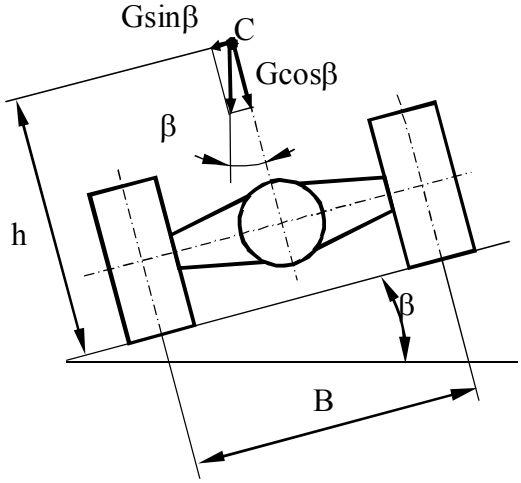


Рис. 1 Силы, действующие на трактор, на уклоне.

$$I_{X_1}\frac{dw_{x_1}}{dt}=m_1\cdot g\cdot Sin(\beta_i+\gamma_{x_1})h_1-m_1\cdot g\cdot Sin(\beta_i+\gamma_{x_1})\cdot\frac{B}{2}, \qquad (1)$$

где: Ix_1 - момент инерции секции относительно продольной оси, проходящей через центр масс; w_{x1} - угловая скорость секции в поперечной плоскости; m_1 - масса секции; g - ускорение свободного падения g=9,81 м/с^2; β_i - угол поперечного уклона пути; γ_{x1} - угол поворота секции в поперечной плоскости; h_1 - высота центра масс секции; B - колея оси.

Преобразуем выражение (1) таким образом, чтобы выделить угол поворота секции γ_{x1}, получим:

$$\frac{d^2\gamma_{x_1}}{dt^2}=g\frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}Sin(\alpha-\beta-\gamma_{x1}), \qquad (2)$$

где:
$$\alpha=\arcsin\left(\frac{\frac{gB}{2i_x^2}}{g\frac{h_1}{i_{x1}^2}\cdot\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}}\right)=\arcsin\frac{1}{\sqrt{1+\frac{4h_1^2}{B^2}}}=\arcsin\cdot\frac{2h}{B}, \qquad (3)$$

$$\frac{d^2\gamma_{x1}}{dt^2}=g\cdot\frac{h_1}{i_{x1}^2}\cdot\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}[Cos\gamma_{x1}\cdot Sin(\alpha-\beta)-Sin\gamma_{x1}\cdot Cos(\alpha-\beta)], \qquad (4)$$

$$\frac{d^2\gamma_{x1}}{dt^2}=g\cdot\frac{h_1}{i_{x1}^2}\cdot\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}Cos\gamma_{x1}\cdot Sin(\alpha-\beta)[1-tg\gamma_{x1}\cdot ctg(\alpha-\beta)], \qquad (5)$$

При малых углах поворотах секции $tg\gamma_{x1}=\gamma_{x1}$

$$\frac{d^2\gamma_{x1}}{dt^2}=g\cdot\frac{h_1}{i_{x1}^2}\cdot\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}\cdot Sin(\alpha-\beta)[1-\gamma_x\cdot ctg(\alpha-\beta)], \qquad (6)$$

$$\frac{d^2\gamma_{x1}}{dt^2}=g\cdot\frac{h_1}{i_{x1}^2}\cdot\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}Cos(\alpha-\beta)\cdot\gamma_{x1}=g\frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}\cdot Sin(\alpha-\beta), \qquad (7)$$

Получено неоднородное дифференциальное уравнение 2-го порядка, левая часть которого в общем виде описывает движение секции, а правая часть, частный случай – т.е. учитывает определенные параметры рассматриваемой секции. Совместное общее и частное решения этого уравнения позволяют определить время движения первой секции до ограничительных упоров второй [6].

Зная время движения первой секции до ограничительных упоров, можно определить угловую скорость секции:

$$w_{x1}пред = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha-\beta) \cdot \sin[g\frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}}\cos(\alpha-\beta)]t\,, \qquad (8)$$

$$w_{x1}пред = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha-\beta) \cdot \sin[frc\cos[\frac{\gamma_{x1}пред}{tg(\beta-\alpha)}], \qquad (9)$$

$$w_{x1}пред = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha-\beta) \cdot \sqrt{1-\frac{\gamma_1^1пред}{tg^2(\beta-\alpha)}}\,, \qquad (10)$$

$$w_{x1}пред = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2}\sqrt{1+\frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sqrt{1-\frac{\gamma_1^1пред}{tg^2(\beta-\alpha)}} \cdot \sin(\beta-\alpha)\,, \qquad (11)$$

Полученная зависимость для определения угловой скорости секции позволяет определить кинетическую энергию её вращения в поперечной плоскости:

$$Wкин = \frac{I_{[1} \cdot w_{x1}^2}{2} = \frac{m_1 \cdot g^2 \cdot h_1^2}{i_{x1}^2} \cdot (1+\frac{B^2}{4h_1^2}) \cdot (1-\frac{\gamma_{x1}^2пред}{tg^2(\beta-\alpha)}) \cdot \sin^2(\beta-\alpha)\,, \qquad (12)$$

Далее, определяя величину подъёма центра масс трактора движущегося по уклону, энергетическим методом определим его динамическую устойчивость [1,6].

Первая секция, двигаясь по уклону, наклоняется, и центр масс ее поднимается относительно прежнего уровня на высоту Δh (рис. 2).

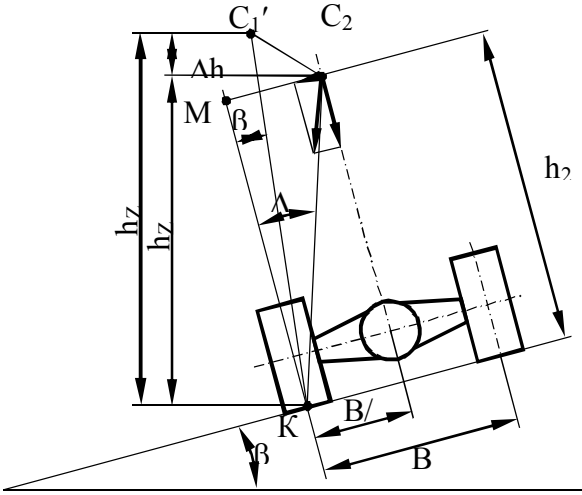


Рис. 2 Расчетная схема для определения энергетическим методом величины подъёма центра масс трактора движущегося по уклону

Из треугольника $МКС_2$ запишем: $tg\Delta = \frac{B}{2h_2}$

Определим величину подъема центра масс первой секции Δh:

$$\Delta h = h_{z2} - h_{z1}, \tag{13}$$

$$h_{x2} = \sqrt{h_2^2 + \frac{B^2}{4}} = h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}, \tag{14}$$

$$h_{x1} = c_2 k \cdot Cos(\Delta - \beta) = h_{x2} \cdot Cos(\Delta - \beta) = h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}Cos(\Delta - \beta)}, \tag{15}$$

$$h_{x1} = h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}} - h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}Cos(\Delta - \beta)} = h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}[1 - Cos(\Delta - \beta)], \tag{16}$$

учитывая, что: $\cos(\Delta - \beta)) = \cos\Delta \cdot \cos\beta - \sin\Delta \cdot \sin\beta,$ (17)

получим:

$$h_{x1} = h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}(1 - Cos\Delta \cdot Cos\beta - Sin\Delta \cdot Sin\beta), \tag{18}$$

Из рис. 3, видно:

$$Cos\Delta = \frac{h_2}{h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}}; Sin\Delta = \frac{\frac{B}{2h}}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}}, \tag{19}$$

и тогда:

$$\Delta h = h_2\left(\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}} - \frac{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}}Cos\beta - \frac{B\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}}{2h_2\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}}}Sin\beta\right), \tag{20}$$

$$\Delta h = h_2\left(\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}} - Cos\beta\right) - \frac{B}{2}Sin\beta, \tag{21}$$

Причем, дополнительный угол поворота первой секции будет равен:

$$\Delta = \arcsin\frac{B}{2h_2}, \tag{22}$$

Вращение первой секции прекращается при достижении упоров второй секции горизонтального шарнира. Далее процесс опрокидывания происходит при совместном вращении обоих секций.

Используем энергетический метод для определения динамической устойчивости трактора, работающего на уклоне.

Сущность метода заключается в том, что процесс опрокидывания оценивается затраченной на это работой или энергией.

Исходные данные для расчета приведены на рис. 3.

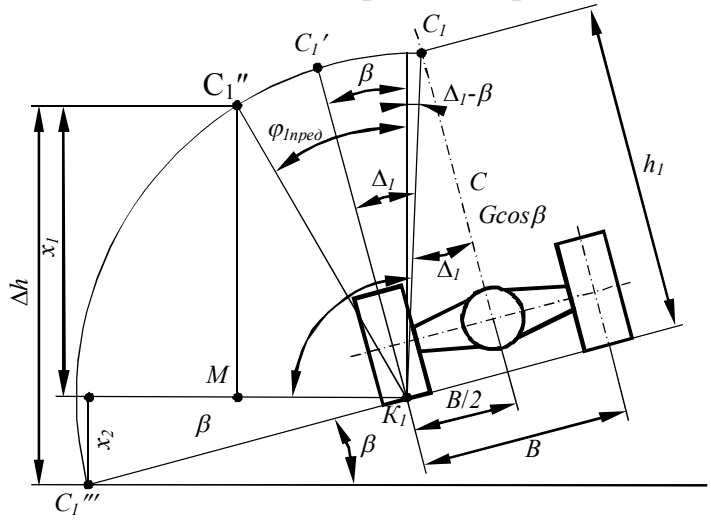


Рис 3. Фазы совместного движения секций трактора при опрокидывании

Уравнение опрокидывания определим из условия, что:

$$W_{k1} + W_{n1} \geq m_2 g \Delta h\,, \tag{23}$$

То есть, кинетическая энергия вращательного движения первой секции, накопленная при поперечном вращательном движении до упора со второй секцией и ее потенциальная энергия в положении на упоре должны быть больше потенциальной энергии второй секции, которую нужно накопить для опрокидывания.

Величина кинетической энергии первой секции равна:

$$W_{k!} = \frac{m_1 \cdot g^2 \cdot h_1^2}{i_{x1}^2}(1 + \frac{B^2}{4h_2^2}) \cdot (1 - \frac{\gamma_{x1}^2 пред}{tg^2(\beta - \alpha)})\sin^2(\beta - \alpha)\,, \tag{24}$$

Высота центра масс второй секции изменится на величину Δh_2, которая определяется по формуле:

$$\Delta h = h_2(\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}} - \cos\beta) - \frac{B}{2}\sin\beta\,, \tag{25}$$

Используя графическую иллюстрацию рис. 3, выведем формулу для определения Δ_1:

$$x_2 = \bar{c}_1''k \cdot \sin\beta = h_1\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}\sin\beta\,, \tag{26}$$

$$x_1 = c_1'' k \cdot \cos(\gamma_{пред1} - \Delta_1 + \beta) = h_1 \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}[\cos(\gamma_{пред1} - \Delta_1 + \beta]\,, \tag{27}$$

Представим функцию $\cos(\gamma_{пред1} - \Delta_1 + \beta)$ как разность функций:

$$\cos(\gamma_{пред1} - \Delta_1 + \beta) = \cos(\gamma_{пред1} + \beta) \cdot \cos\Delta_1 - \sin(\gamma_{пред1} + \beta)\sin\Delta_1, \quad (28)$$

Из рисунка 3, видно, что:

$$\cos\Delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}}, \sin\Delta_1 = \frac{\frac{B}{2h_1}}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}}, \quad (29)$$

Подставляя полученные выражения, получим зависимость для определения Δh:

$$\Delta h = h_1\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}Sin\beta + h_1\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}Cos(\gamma_{пред1} + \beta)\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1}}} - \quad (30)$$

$$h_1[\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}Sin\beta + h_1\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}Cos(\gamma_{пред1} + \beta)]$$

Используя полученные зависимости для определения условия динамической устойчивости, получим уравнение опрокидывания трактора с шарнирно-сочлененной рамой.

$$Wk_1 + Wn_1 \geq m_2 g\Delta h_2, \quad (31)$$

$$Wk_1 + m_1 g\Delta h \geq m_2 g\Delta h_2, \quad (32)$$

Условие опрокидывания в общем виде запишем:

$$\frac{m_1 g^2 h_1^2}{i_{x1}^2} \cdot (1 + \frac{B^2}{4h_1^2}) \cdot [1 - \frac{\gamma^1_{x1пред}}{tg^2(\beta - \alpha)}]\sin^2(\beta - \alpha) +$$

$$m_1 g h_1 \cdot [\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}\sin\beta + \cos(\gamma_{пред1} + \beta)] - \quad (33)$$

$$-\frac{Bm_{1g}}{2}\sin(\gamma_{пред1} + \beta) \geq m_2 g h_2(\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_2^2}} - \cos\beta) - \frac{Bm_2 g}{2}\sin\ \beta$$

Выводы

1.Установлена взаимосвязь конструктивных параметров трактора с шарнирно-сочлененной рамой на уклоне с условиями динамической устойчивости с учетом угла поворота секций шарнирно-сочлененного трактора.

2.Сформировано условие опрокидывания в общем виде, которое позволяет прогнозировать безопасное использование техники, работающей на уклонах.

Список использываемых источников

1. Кириенко Н.М. Исследование и разработка средств и методов испытаний защитных устройств (кабин) тракторов с шарнирно-сочлененной рамой. Автореферат дис. канд..техн.наук: 05.05.03.-Москва, 1984.-24с.
2. Кириенко Н.М., Полянский А.С., Задорожняя В.В. Прогнозирование параметров динамической устойчивости с шарнирно-сочлененной рамой при работе на поперечном уклоне. Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб.н. трудов. Вып. 89.-2009. С.52-58.
3. Смирнов Г. А. Теория движения колёсных машин / Смирнов Г. А. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Боклаг В.М. Анализ общей устойчивости шарнирно-сочленённых машин.: Автореф. дисс. канд. техн.. наук. – Харьков, 1964, 22 с.
5. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
6. Полянский А.С., Задорожняя В.В. Определение кинетической энергии секции трактора с шарнирно-сочлененной рамой при опрокидывании. Механіка та машинобудування.// Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ».

Анотація

МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ МАШИН ЗА РІВНЯННЯМ ПЕРЕКИДАННЯ В ПОПЕРЕЧНІЙ ПЛОЩИНІ

Кириенко Н.М., Полянский А.С., Задорожняя В.В.

Встановлена залежність конструктивних параметрів трактора з шарнірно-зчепленою рамою і параметрів динамічної стійкості під час руху на поперечному схилі, що дозволяє прогнозувати безпечне виконання робіт машино-тракторного агрегату на полях з пересіченою місцевістю.

Abstract

SIMULATION PARAMETERS OF DYNAMIC STABILITY OF VEHICLES OVERTURNING THE EQUATION IN THE TRANSVERSE PLANE

Kiriyenko N.M., Polyanskyy A.S., V.V. Zadorozhnyaya

The dependence of structural parameters of the tractor with the hinge-meshed frame and parameters of dynamic stability when traveling cross-slope, which allows to predict the safety performance car and tractor unit on fields with rough terrain.

УДК 662.636

РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ МОДЕЛІ МАШИНИ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНИХ ДВИГУНІВ МЕХАТРОННОГО КЛАСУ, ЯК ОБ'ЄКТУ УПРАВЛІННЯ В СИСТЕМІ "МАШИНА – ОПЕРАТОР – НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ"

Д'яконов В.І.к.т.н.,доц, Богомолова В.П. ст. вик, Дьяконов О.В. інженер, Крамаренко Є.С. магістр, Курченко А.Г. магістр, Шептур А.О. аспір., Нємічева Н.В. студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенк

Волощенко В. В. к. вет. н., Бугас М. В. ст. вик., Заблоцкий С. Н. ст. вик.

Харьківський національний аграрний університет імені В. В. Докучаєва

Розглянуто доцільність розробки структурної моделі машини для підготовки палива для газогенераторних двигунів мехатронного класу, як об'єкту управління в системі "машина – оператор – навколишнє середовище".

Щорічно українське сільське господарство споживає 1,9 млн. т дизельного палива та 650 тис. т бензину. Для виробництва такої кількості пального необхідно переробити 4,5 млн. т нафти, переважно імпортованої.

В той же час вартість палива весь час зростає, бо зростає ціна нафти на світовому ринку. Собівартість продукції аграрного сектору залежить від витрат на паливо для сільськогосподарської техніки.

Тому пропонується переведення мобільної техніки сільськогосподарських підприємств на газогенераторні двигуни. У минулі роки вже було зроблено спробу використання техніки з газогенераторними двигунами. В 1941 році в СРСР було 200 тис. таких автомобілів , у світі 1 млн. штук. В 1946 році дослідження були закриті, а результати дослідження забуті. У нашій країні експлуатація газогенераторних двигунів продовжувалась до 1965 року. Припинення дослідження та експлуатації було зумовлено низькими цінами на паливо нафтового походження.

Зараз доцільно розробляти сільськогосподарські (лісогосподарські) газогенераторні модулі та підвищувати їх експлуатаційні характеристики, шляхом регулювання параметрів газоутворення. Технічна проблема експлуатації газогенераторної техніки – це підготовка палива та завантаження його у модуль. Для отримання генераторного газу можна використовувати практично всі види твердого палива. Велике значення при виборі палива є розповсюдження його в районі експлуатації газогенераторної техніки, легкість заготовки, дешевизна і можливість безперебійного використання.

Нами пропонується машина для підготовки палива для газогенераторних двигунів мехатронного класу, як об'єкту управління в системі "машина –

оператор – навколишнє середовище" з розвинутим автоматизованим управлінням функціональних рухів робочих органів (рис. 1).

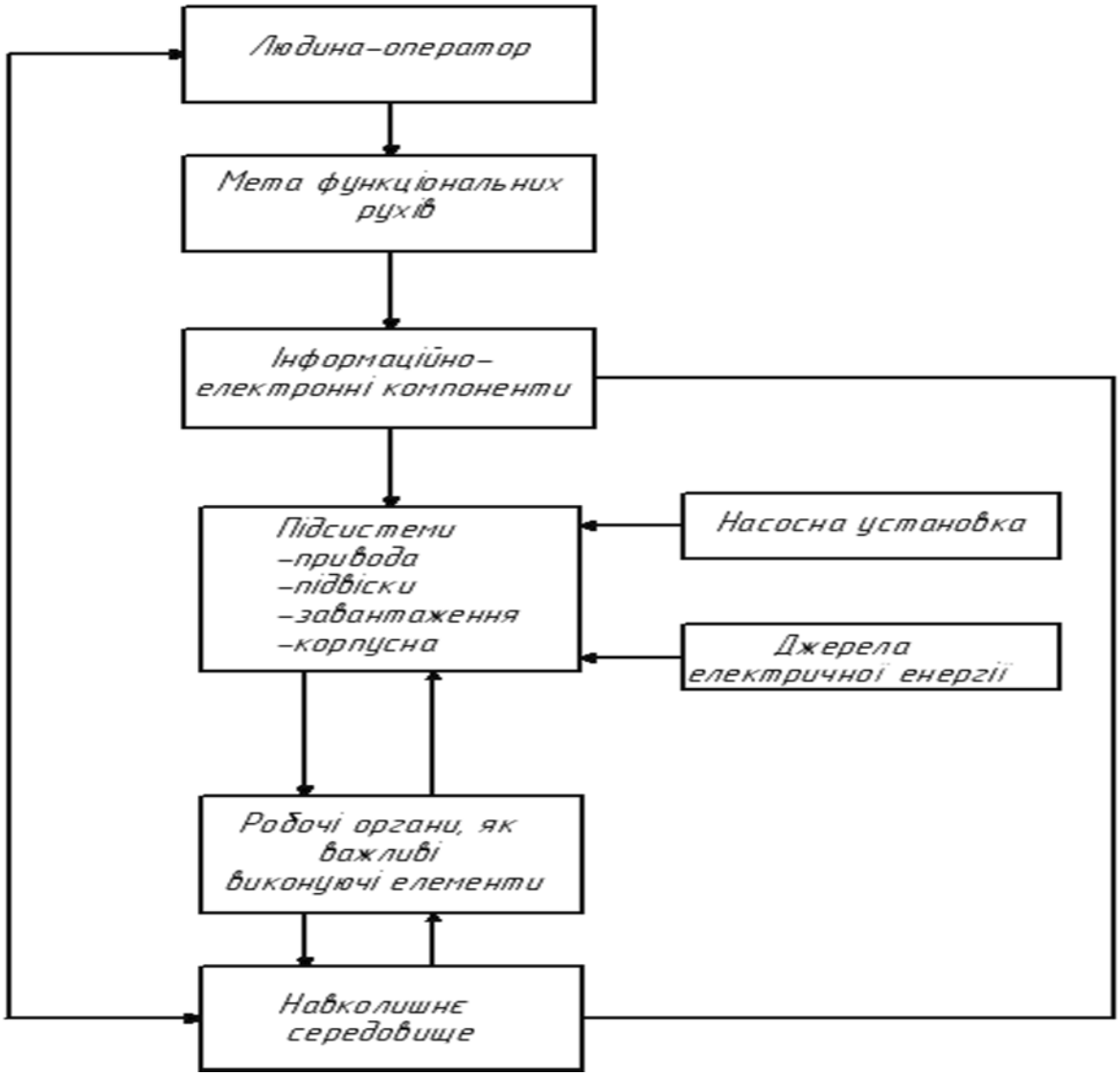


Рис .1. Загальна структура машин для підготовки палива для газифікованих двигунів мехатронного класу як об'єкту управління в системі «машина-людина-навколешне середовище»

При реалізації складової проектування машин як енергетичних систем в якості основних макрорівневих одиничних функцій мети (критеріїв якості), інтегрально характеризуючи техніко-економічний рівень і, отже , ступінь конкурентоспроможності розробки при її експлуатації, необхідно розглянути наступні характеристики і параметри.

Максимально можлива технічна продуктивність:

$$Q_{тм} = 60 Q_м K_т = a V_{пм} K_т = a V_{пм} (K_г^{-1} + K_{во}^{-1} - 1)^{-1}, \quad (1)$$

де: Km – коефіцієнт, характеризуючий ступінь технічного удосконалення,

а – стабільний для вказаних умов коефіцієнт.

Продуктивність Qmм, яка закладена при створенні ОК його технічним рівнем, базується на нижче приведених одиничних кількісних функціях мети.

Максимально можлива теоретична продуктивність Qм, відповідна для конкретних умов експлуатації максимально допустимого значення середньої швидкості подачі Vпм, являється основним оптимізуючим параметром.

Коефіцієнт готовності Кг, являється комплексним показником надійності і характеризує безвідмовність (середній наробіток на відмову Тр) і підготовленість до ремонту (середній час відновлення Тв) машини:

$$K_г = T_р(T_р + T_в)^{-1}., \quad (2)$$

Коефіцієнт Кво, характеризуючий відносну тривалість допоміжних операцій.

Доля енергозатрат при виконанні всіх своїх функцій і реалізації Vпм:

$$W_м = b + dV_{пм}^{-1}, \quad (3)$$

де b, d – стабільні для вказаних умов коефіцієнти.

Собівартість машини С.

При порівнянні n конкуруючих варіантів проектних рішень представляється доцільний розгляд представлених в скалярному виді і зручних для використання безрозмірних інтегральних функцій мети Фэ:

$$\begin{cases} \hat{O}_{ý} = \overline{Q}_i \bullet \acute{I}_q + \overline{\hat{E}}_{ã} + \overline{\hat{E}}_{âî} \bullet \acute{I}_{âî} + \overline{W}_i \bullet \acute{I}_w + \overline{C} \bullet H_c \\ \hat{O}_{ý} \to \max. \end{cases}, \quad (4)$$

Залежності являються математичною моделлю оптимізації машини як енергетичних систем.

де: - $\overline{Q}_м = \frac{Q_м}{Q_{мз}}$, $\overline{K}_г = \frac{K_г}{K_{гз}}$, $\overline{K}_{во} = \frac{K_{во}}{K_{воз}}$, $\overline{W}_м = \frac{W_{мз}}{W_м}$, $\overline{C} = \frac{C_з}{C}$. абсолютні чисельні значення параметрів.

Індекс «з» означає задане заказником або технічним завданням значення відповідного параметра, яке можна рахувати раціональним при роботі в технічних умовах, виступаючи в якості базового критеріального обмеження як орієнтира при проектуванні.

Н – безрозмірні коефіцієнти значності відповідних параметрів, які віддзеркалюють ступінь їв важливості з позиції впливу на рівень роботи.

Формування значень базових критеріальних обмежень і коефіцієнтів значності здійснюють методом експертних оцінок на основі аналізу кращих аналогів, рекомендацій вчених і виробників, з врахуванням конкретної техніко-економічної ситуації.

Найкращий варіант (нв) із n порівнюваних проектних рішень володіють найбільшим значенням функції цілі:

$$\Phi_{энв} = \max \Phi_{эп}, \quad (5)$$

Маючи такі складові спроектованої техніки, а також в умовах росту розумових навантажень, зв’язаних з управлінням такими сучасними машинами мехатронного класу, людина стає все більш активною складовою частиною системи "людина - машина", причому від результатів її діяльності в більшості залежать якісні показники функціонування цієї системи.

Практика експлуатації машинно-тракторних агрегатів показала, що вони достатньо трудомісткі в управлінні в результаті інтенсивності зовнішніх чинників та високої швидкості виконання технологічних операцій. Робота операторів таких агрегатів характеризується підвищеною втомою та зниженою працездатністю.

Зниження трудомісткості управління в серійних машинах досягається в основному підвищенням їх комфортності та покращення умов праці. Але такий шлях не усуває всіх факторів, що погіршують умови роботи людини-оператора як основну ланку "машина – оператор – навколишнє середовище" (рис. 2).

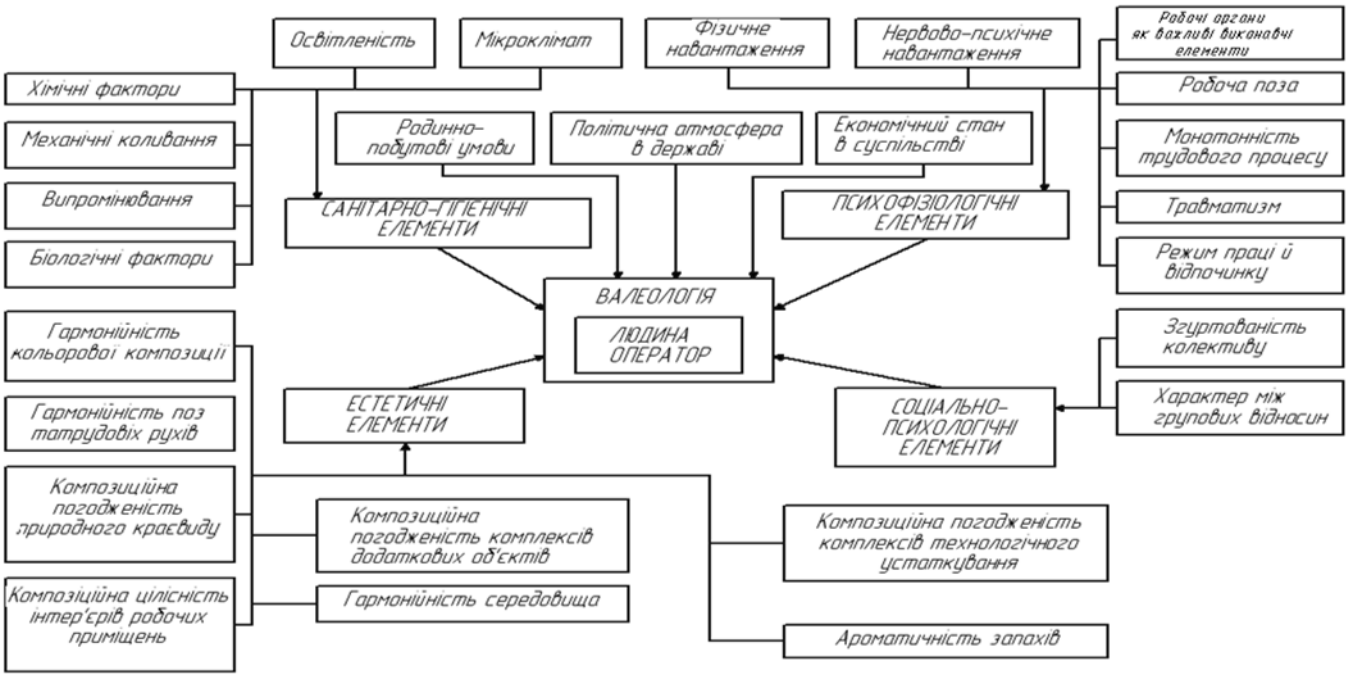


Рис. 2. Класмфікація факторів навколишього середовища, які впливають на людину-оператора в процесі праці

Успішне рішення цього питання залежить від правильного узгодження взаємодії оператора та машини на етапі її проектування. Розробка структурної моделі машини, підготовки палива для газогенераторних двигунів мехатронного класу, як об’єкту управління в системі "машина – оператор – навколишнє середовище". дає змогу обґрунтувати математичну модель основних закономірностей діяльності людини-оператора.

В загальному випадку проблемами отримання таких моделей можуть бути зведені до двох основних:

в рішенні питання про закономірності зосередження людини-оператора в ланці прямої дії при управлінні такою важкою в динамічному відношенні системи, як мобільний МТА;

в обґрунтуванні концептуальної моделі, від ображаючої вплив специфічних особливостей роботи, зумовлених безперервним силовим впливом зовнішнього середовища і агротехнічним допуском на якість виконання сільськогосподарської операції.

Оскільки можливості людини в пізнаванні динамічних властивостей керуючої системі обмежені, при обґрунтуванні математичної моделі СЧМ припустимо слідуюче:

процес відображення людиною-оператором динамічний властивостей об'єкта управління відбувається шляхом розуміння с певною точністю реакції об'єкта управління на його керуюче вплив;

людина-оператор познає динамічні властивості об'єкта управління, які показані передаточною функцію $W^b_{oy}(p)$, відповідаючий лінійній часткової його перехідного процесу при одиничному вхідному обуренні;

людина-оператор випрацьовує свою передаточну функцію $\Phi_b(p)$, перетворюючою помилку регулювання в керуючий сигнал, в відповідності зі своїми уявленнями о динамічних властивостях об'єкта так, що добуток передаточних функцій людини-оператора та об'єкта керування має вид [1] $K_y^{exp}(-p\tau)$, де K_y- коефіцієнт усилення; τ- коєфіціент запізнення реакції; p- оператор диференціювання.

$$\Phi_b(p) = K_y^{\exp}(-p\tau)/[pW_{oy}^b(p)]. \quad (7)$$

Рівняння (7) показує, що покращені умови праці звільняють структура від непотрібних енергії і оператор працює на збільшення продуктивності маниш.

Висновки

1.Переведення навіть частини сільськогосподарської техніки (лісогосподарської) на газогенераторні двигуни дасть значний економічний ефект в масштабах держави.

2.З переходом на газове живлення затрати на ПММ зменшаться в два.

3.При розробці нової техніки необхідно приділяти значну увагу умовам праці, комфортності й безпеці оператора.

4.Аналіз математичної моделі, "машина-оператор – навколишнє середовище" показує, що покращені умови праці звільняють оператора від непотрібних затрат енергії. Не відволікаючи на дрібниці, оператор працює на збільшення продуктивності машини.

Список використаних джерел

1. Наянзин Н. Г. Системное проектирование гибких производственных систем. – М.: НИИМаш, 1984.
2. Цвиркун А.В. Структура сложных систем. – М.: Радио, 1995.
3. Ginterova A. Nitrogen fixation by hinger fungi // Biologia (Bratislava) 1993. - 28. No. 2 – P. 199 – 202.
4. Директива 2009/28/ЕС Європейського Парламенту та Ради Європи від 23 квітня 2009 року «Щодо сприяння використання енергії відновлюваних джерел та внесення змін (анулювання) деяких вимог Директив

2001/77/ЕС та 2003/30/ЕС»
5. Серій Кандил. Вимоги сталості до біопалива в ЄС: наслідки для виробників сировини в Україні. – К., 2010 (Серія консультативних робіт [AgPP №29]).
6. Станев А., Куценко Е., Внедрение положений Директивы ЕС в национальное законодательство. опыт Германии: Доповідь/Питання сталого розвитку в секторі біомаси в Україні: міжнародний семінар, 25-26 травня 2010 р. (Київ).
7. Штрубенхофф Х., Кандул С., Новые требования к сырью для биотопливной промышленности в ЕС: что нужно знать украинским аграриям: Доповідь// Стан та перспективи впровадження біопалива в Україні: науково-практична конференція. – 16 червня 2010 р. (Київ).
8. Самилін О.О., Цивенкова Н.М., Голубенко А.А. Сучасні енергоефективні технології використання відходів біомаси в сільському, лісовому та комунальному господарствах. – Вісник ЖНАЕУ №1.2009 – с.269-278.

Аннотация

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ МОДЕЛИ МАШИНЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ТОПЛИВА ДЛЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕХАНОТРОННОГО КЛАССА, КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ "МАШИНА – ОПЕРАТОР - ОКРУЖАЮЩАЯ СРЕДА"

Дьяконов В.И., Богомолова В.П., Дьяконов А.В., Крамаренко Е.С.,

Курченко А.Г., Шептур А.А., Немичева Н.В. Волощенко В. В., Бугас Н. В., Заблоцкий С. Н.

Рассмотрено необходимость разработки структурной модели машины для подготовки топлива газогенераторных двигателей механотронного класса, как объекта управления в системе "машина – оператор - окружающая среда".

Abstract

DEVELOPMENT OF A STRUCTURAL MODEL OF THE MACHINE FOR THE PREPARATION OF FUEL FOR GAS-ENGINE VACUUM TUBE CLASS AS AN OBJECT MANAGEMENT SYSTEM "MACHINE - OPERATOR - THE ENVIRONMENT"

V.Dyakonov , V.Bogomolov, A.Dyakonov, E.Kramarenko,

A.Kurchenko, A.Sheptur, N Nemicheva, V.Voloschenko,

N.Bugas, S. Zablocki

Discussed the need to develop a structural model of the machine for the preparation of the fuel gas-engine vacuum tube class as an object management system "machine -perator - the environment."

УДК 631.333

ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ УТИЛІЗАЦІЇ БЕЗПІДСТИЛКОВОГО ГНОЮ

Присяжна Л.П., доц., к. т. н., Рідний В.Ф.,доц., к. т. н., Міленіна К.М, Фесенко А.М.,ст.вик., Переверзева Л.М., ст. вик., Рідна К.Р., студ.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Аналіз екологічної ситуації в зонах великих тваринницьких комплексів показав доцільність доочищення рідкої фракції безпідстилкового гною з використанням іонообмінних процесів.

Сільськогосподарське виробництво на сучасному етапі розвитку – це комплексний високотехнологічний напрямок, що базується на фундаментальних наукових знаннях. Основною метою сільського господарства в усі часи було виробництво продуктів харчування. Сьогодення обумовлює цю мету вимогами високої якості та безпечності цих продуктів, а також принципом екологічної безпечності самого сільськогосподарського виробництва.

Зрозуміло, що неможливо не рахуватися з великою роллю хімії в сучасному агропромисловому комплексі. Це використання мінеральних добрив, хімічних засобів захисту рослин, нових матеріалів і обробок, що подовжують термін зберігання продуктів харчування та інше. Раціональне та продуктивне поєднання сільського господарства, хімії та екології являє собою вимогу часу, пов’язану не тільки з виробництвом чистих продуктів харчування, а й з екологічною безпечністю шляхів цього виробництва та утилізації відходів.

Особливою екологічною проблемою великих тваринницьких комплексів з безпідстилковим утриманням тварин залишається утилізація безпідстилкового гною. Безпідстилковий гній у більшості випадків являє собою тваринницькі стоки вологістю 97 - 99 %. Він має у своєму складі цілий комплекс поживних речовин, що робить його цінним органічним добривом [1]. Однак, наявність у його складі високої концентрації мінеральних солей робить проблематичним використання безпідстилкового гною для зрошування, тому що багаторазові зрошення шкідливо впливають на ґрунтовий комплекс, викликаючи його засолення, зниження його повітряно- і вологопроникності та погіршення інших якостей.

Метою роботи є пошук та дослідження методів утилізації безпідстилкового гною, що забезпечать суттєве покращення екологічної ситуації в районах розміщення великих тваринницьких комплексів.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі: провести аналіз сучасного стану утилізації безпідстилкового гною та екологічної ситуації в зоні дії тваринницьких комплексів; визначити хімічний склад мінеральних компонентів безпідстилкового гною та вибрати оптимальні методи його очищення; спрогнозувати очікувану екологічну ситуацію за результатами використання іонообмінного процесу при очищенні рідкої фракції

безпідстилкового гною.

Утилізація безпідстилкового гною з екологічної точки зору є важливим технологічним етапом під час виробництва продукції тваринництва. Запропоновано багато технологічних ліній з переробки безпідстилкового гною. Разом з тим складнощі, які існують у тваринницькій галузі, зважаючи на її невисоку рентабельність, недостатнє фінансування і велику зношеність обладнання, привели до того, що в більшості випадків на комплексах з безпідстилковим утриманням тварин (прибирання гною змиванням водою) переважають спрощені схеми утилізації безпідстилкового гною з використанням каскаду ставків-відстійників. Використання цих схем здійснюється відділенням значної частини твердої фракції в першому ставку та наступним тривалим природним мікробіологічним очищенням у другому і третьому ставках. Незважаючи на значну простоту цього способу його суттєвими недоліками є екологічні наслідки, а саме отруєння атмосфери навколишньої території продуктами розкладу органічної речовини в ставках-відстійниках. Серед газоподібних складових необхідно виділити аміак (NH3), метан (CH4), сірководень (H2S), групу меркаптанових сполук, які мають надзвичайно неприємний запах (CH3 – SH, CH5 – SH) та ін. Фільтрація та попадання в ґрунт розчинів солей приводить до отруєння ґрунтових вод і евтрофікації поверхневих водоймищ. В результаті впливу тваринницьких стоків розвивається нітратне забруднення і джерел питного водопостачання, і рослинної продукції. Крім того, як показали аналізи [2], вода з останнього ставка - каскаду непридатна для зрошення, так як приведе до поступового засолення зрошуваних угідь через неприпустимо високий вміст солей, що знаходяться в ній, які в декілька разів перевищують допустимі норми їх вмісту в воді, що дозволяється використовувати для зрошення [3].

Досліди проводилися на стоках свинарських комплексів «Безсонівка» Білгородського району Білгородської області й «Граківський» Чугуївського району Харківської області. Дослідження проводилися з рідкою фракцією безпідстилкового гною після відділення твердої фракції механічними засобами [2].

Аналіз мінерального складу рідкої фракції показав, що їх вміст коливається в досить широких межах. Загальна кількість мінеральних включень складає від 3000 до 6000 мг/л. Так, наприклад, бікарбонат-іон міститься в стоках у межах 1400 - 2800 мг/л, хлорид-іон - 170 - 600 мг/л, натрій-іон - 600 - 1500 мг/л, калій-іон - 235 - 1020 мг/л.

Аналіз кількості й складу солей у стоках тваринницьких комплексів показує, що застосування їх на зрошення без попередньої обробки неприпустимо. Відповідно до вимог із застосування стоків на зрошення, гранично допустимий вміст солей не повинен перевищувати 1 г/л [3], а в рідкій фракції безпідстилкового гною розглянутих тваринницьких комплексів їхня кількість перевищує допустимі величини в 3 - 6 разів.

Високий вміст карбонатів і хлоридів (за нормативами не більше 1 – 2 г/л) робить воду непридатною для зрошення. В усіх взятих на дослідження пробах рідкої фракції гною вміст карбонатів і хлоридів не перевищує нормативів

(проба № 2 – 0,4 г/л, проба № 6 - 0,37 г/л, проба № 7 - 0,36 г/л) [2]. Однак, її використання на зрошення без відділення хлорид-іонів небажане. Так, у грунтовій витяжці вміст хлорид-іонів становить 200 г/м^3, а зрошення тваринницькими стоками, що містять у середньому також 200 мг/л хлорид-іонів, протягом одного зрошувального сезону збільшить його вміст у ґрунті аж удвічі.

Таким чином, результати аналізів хімічного складу домішок свідчать про те, що без спеціального глибокого очищення тваринницьких стоків або їх демінералізації використовувати рідку фракцію для зрошення неприпустимо.

Для очищення рідкої фракції від мінеральних і органічних іонізованих сполук використовувалися іонообмінні процеси [4].

Схематично процес іонного обміну поглинання катіонів Ca^{2+}, Mg^{2+}, K^+, Na^+ можна представити наступними реакціями:

$$2H^+Кт^- + Ca^{2+} \leftrightarrow Ca^{2+}Кт_2^- + 2H^+,$$
$$2H^+Кт^- + Mg^{2+} \leftrightarrow Mg^{2+}Кт_2^- + 2H^+,$$
$$H^+Кт^- + Na^+ \leftrightarrow Na^+Кт^- + H^+,$$
$$H^+Кт^- + K^+ \leftrightarrow K^+Кт^- + H^+,$$

де Кт означає складний комплекс катіоніту, практично нерозчинного у воді.

Коли робоча обмінна здатність катіоніта виснажується, катіоніт піддається регенерації шляхом витіснення з нього раніше поглинених катіонів Ca^{2+}, Mg^{2+}, K^+, Na^+ і насичення його іонами водню.

Процес регенерації відбувається наступними реакціями:

$$Ca^{2+}Кт^- + nH^+ \leftrightarrow 2H^+Кт^- + Ca^{2+} + (n-2)H^+,$$
$$Mg^{2+}Кт^- + nH^+ \leftrightarrow 2H^+Кт^- + Mg^{2+} + (n-2)H^+,$$
$$Na^+Кт^- + nH^+ \leftrightarrow H^+Кт^- + Na^+ + (n-1)H^+,$$
$$K^+Кт^- + nH^+ \leftrightarrow H^+Кт^- + K^+ + (n-1)H^+,$$

де: n – величина, яка враховує застосування для регенерації деякого надлишку сірчаної кислоти в порівнянні з кількістю, необхідною згідно стехіометричних розрахунків.

Після відмивання від продуктів регенерації катіонітовий фільтр знову готовий до роботи.

Аналіз аніонного складу тваринницьких стоків довів можливість використання для очищення стоків аніонітів. Аніоніти містять у якості обмінних груп гідроксильні іони ОН- і здатні повно поглинати із розчину інші аніони тільки у випадку їх присутності у вигляді відповідних кислот (сірчаної, соляної, азотної).

Це викликає певну послідовність проведення технологічних операцій знесолення рідкої фракції гною, тобто необхідно спочатку всі солі перевести у відповідні кислоти на катіонітовому фільтрі, а потім поглинати аніони кислот.

Схематично процес іонного обміну поглинання іонів SO_4^{2-}, Cl^-, CO_3^{2-}, SiO_3^{2-} можна представити наступними реакціями:

$$ROH + HCl \leftrightarrow RCl + H_2O,$$
$$ROH + H_2SO_4 \leftrightarrow R_2SO_4 + 2H_2O,$$
$$ROH + H_2SiO_3 \leftrightarrow RHSiO_3 + H_2O,$$
$$ROH + H_2CO_3 \leftrightarrow R_2CO_3 + 2H_2O,$$

де: ROH – спрощена формула аніоніту.

Так як із рідкої фракції гною необхідно виділити аніони мінеральних і органічних кислот, то необхідно використовувати високоосновні аніоніти.

Така послідовність проведення технологічних операцій знесолення рідкої фракції (очищення на катіонітових фільтрах та подальше виділення кислот) дасть можливість довести pH одержаного фільтрату до нейтральної реакції.

Порівняльна оцінка мінерального складу рідкої фракції за етапами очищення з урахуванням їх демінералізації в іонообмінниках показала, що загальний вміст солей зменшився в 9 - 10 разів [2].

Висновки

1.Показано, що отруєння атмосферного повітря продуктами розкладу органічної речовини та ґрунтових вод і вод природних водоймищ розчинами мінеральних речовин свідчить про недоцільність використання ставків-відстійників з природним біологічним очищенням рідкої фракції безпідстилкового гною.

2.Проведені дослідження показали можливість використання іонообмінників для демінералізації рідкої фракції безпідстилкового гною. При цьому вміст мінеральних речовин в очищеній воді приблизно на порядок нижче вихідного.

3.Якість отриманої води дозволяє її використання для оборотного водопостачання для гідрозмиву на фермі, для зрошування сільгоспугідь, а також для скидання у відкриті водойми. При цьому практично виключаються екологічні проблеми, що виникають під час використання ставків-відстійників, полів фільтрації або інших засобів із природним біологічним очищенням безпідстилкового гною.

Список використаних джерел

1. Бесподстилочный навоз и его использование для удобрений / Предисл. и пер. с нем. П.Я. Семёнова. М.: Колос, 1978.
2. Присяжная Л.П., Ридный В.Ф. и др. Деминерализация жидкой фракции бесподстилочного навоза. Вісник ХНТУСГ "Механізація сільськогосподарського виробництва", вип.. 75, том 2, Харків 2008.
3. Овцов Л.П. Сельскохозяйственное использование сточных вод / Справочник. М.: Росагроиздат, 1989.
4. Гельферих Ф.И. Иониты. Основы ионного обмена. М.: Химия, 1982.

Аннотация

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УТИЛИЗАЦИИ БЕСПОДСТИЛОЧНОГО НАВОЗА

Присяжная Л.П., Ридный В.Ф., Фесенко А.М., Миленина Е.Н., Переверзева Л.Н., Ридная Е.Р.

Анализ экологической ситуации в зонах крупных животноводческих комплексов показал целесообразность доочистки жидкой фракции бесподстилочного навоза с использованием ионообменных процессов.

Abstract

ECOLOGICAL ASPECTS OF UTILIZATION OF БЕСПОДСТИЛОЧНОГО MANURE

L.Prysyazhna, V.Ridnuy, A.Fesenko, E.Milenina, L.Pereverzeva, E.Ridnay

The analysis of ecological situation in the areas of large stock-raising complexes showed expediency of demineralise of liquid faction of unlettered manure with the use of ion-changing processes.

УДК 351.78

ПРОБЛЕМИ НАГЛЯДОВОЇ ДІЯЛЬНОСТІ В ГАЛУЗІ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Семашко Л.А., ст. викл., Винокуров М.О., ст.викл., Переверзева Л.М.,ст.вик.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Стаття присвячена проблемам наглядової діяльності в галузі охорони праці, як одного з пріоритетних напрямків профілактики виробничого травматизму і професійної захворюваності. Визначено необхідність жорсткого контролю за виконанням приписів (розпоряджень) органів наглядової діяльності та притягнення винних в правопорушеннях в галузі охорони праці до юридичної відповідальності.

Входження Украни до Європейського співтовариства сьогодні неможливе без наближення основних сторін нашого життя до Європейських норм. Особливого значення цей глобальний процес набуває і в сфері охорони праці – одному з найважливіших секторів соціальної політики Євросоюзу, основною метою якої є зведення до мінімуму показників виробничого травматизму та професійної захворюваності.

Україна належить до числа держав, де стан виробничого травматизму в кілька разів вищий, ніж в економічно розвинених країнах. Так, у розрахунку на 100 тис. працюючих рівень ризику загибелі та травмування працівників на

виробництві в Україні порівняно з Німеччиною вищий у 2 рази, а з Японією - у 3 рази.

Серед чинників, які зумовлюють високий рівень виробничого травматизму,слід відмітити такі: ослаблення механізму державного регулювання у сфері охорони праці; старіння основних фондів; фінансування працедавцями заходів з охорони праці за залишковим принципом тощо.

Одною з головних причин незадовільного стану охорони праці є недостатній рівень ефективності контрольно-наглядової діяльності уповноважених на це органів і їх посадових осіб.

Розвиток підприємництва, інтенсивність нарощування обсягів виробництва в сучасних економічних відносинах дають не лише позитивні соціально-економічні результати, але мають і певні негативні наслідки, зокрема, порушення трудових прав працівників, у тому числі й передбаченого ст. 43 Конституції України права на безпечні умови праці{1}. У прагненні досягти найвищих економічних показників, збільшити доходи своєї діяльності роботодавці не завжди приділяють достатньо уваги безпеці та гігієні праці, їх забезпеченню та фінансуванню. Як наслідок, рівень виробничого травматизму в Україні залишається досить високим, про що свідчить аналіз статистичних даних. Очевидно, що офіційна статистика не повністю відбиває реально існуючий стан умов праці, якщо враховувати високий рівень латентності цього явища. Це вимагає більш виваженого ставлення до питань виробничої безпеки і охорони праці в країні, обумовлює необхідність вдосконалення системи соціальних та правових (у тому числі й кримінально-правових) заходів забезпечення охорони праці в Україні.

Стосовно несприятливих ситуацій, що виникають в галузі охорони праці, суспільство і держава заінтересовані в тому, щоб своєчасно оцінити соціальну небезпеку таких ситуацій, ліквідувати або запобігти їм, прийняти необхідні заходи аби захистити громадян, забезпечити охорону праці, компенсувати завдану працівникові шкоду.

У зв’язку з цим одним із важливих об’єктів уваги юридичної науки, крім питань забезпечення ефективності впровадження програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища, яка знайшла своє відображення в Законі України “Про охорону праці”[2], шляхом попередження та запобігання правопорушенням у цій сфері є питання застосування наглядової діяльності в галузі охорони праці, як одного з пріоритетних напрямків профілактики виробничого травматизму і професійної захворюваності.

Вищезазначене зумовлює необхідність поглибленого дослідження даної проблематики та обумовлює актуальність теми, формування мети і задач дослідження. Актуальність питання посилюється у зв’язку з певним зростанням кількості осіб, причетних до правопорушень в галузі охорони праці, незважаючи на попереджувальні та репресивні заходи протидії з боку відповідних державних органів.

Аналіз публікацій, в яких започатковано розв’язання даної проблеми свідчить про те, що окремі аспекти даної проблематики знайшли своє відображення в працях представників української науки. Значну увагу

дослідженню загально-теоретичного поняття контрольно-наглядової діяльності в українській юридичній науці приділив Баклан О.В., який вважає контрольно-наглядову діяльність формою контролю, спрямованою переважно на оцінку стану справ у відповідній сфері і на концептуальному рівні пропонує внести зміни в законодавство Україні з тим, щоб повноваження державного нагляду в сфері охорони праці були надані в повному обсязі органам контролю силових структур України.{3}

Замченко А.О. наголошуючи на важливості контрольно-наглядової діяльності чітко розмежовує поняття «нагляду», як діяльності органів щодо додержання законності і дисципліни в регулюванні й реалізації трудових та тісно пов'язаних з ними відносин, яка здійснюється без безпосереднього втручання в оперативну та іншу діяльність підприємства, установи, організації, в той час, як контроль відрізняється від нагляду тим, що контролюючі органи мають право самостійно притягувати винних до юридичної відповідальності.{4} Окремі питання правового регулювання контрольно-наглядової діяльності висвітлюються у працях В.Б.Авер'янова, Л.В.Коваля, В.К. Колпакова, В.В.Копєйчикова, В.М.Марчука, Г.І.Петрова та деяких інших науковців.

Але всі особливості щодо юридично-владних повноважень і відповідальності в цій сфері висвітлюються сучасними авторами на рівні коментування і, як правило, є дещо фрагментарними.

Недосконаліть відповідних правових засад та певна обмеженість наукових досліджень з цієї проблеми є причиною існування прогалин у правовому регулюванні відносин, що складаються в процесі наглядової діяльності. Потребує з'ясування правовий порядок виконання приписів контрольно-наглядових органів по результатах перевірок для подальшого притягнення винних до юридичної відповідальності.

Постанова проблеми. Наглядова діяльність з одного боку є правовим механізмом захисту конституційних прав людини на життя і здоров'я, в тому числі і право на безпечні умови праці, на соціальний захист; а з другого боку є одним з засобів профілактики травматизму і професійної захворюваності. Проблема постає в тому, що не існує чіткого нормативного визначення процесуального порядку притягнення до юридичної відповідальності осіб, що порушили вимоги законодавства про охорону праці, виявлені в процесі наглядової діяльності, не існує жорсткого контролю за виконанням цього процесу, не існує обов'язку посадової особи наглядових органів доводити цей процес до логічного завершення і нести юридичну відповідальність за невиконання цього обов'язку.

Мета дослідження полягає не тільки в розкритті змісту і аналізі поняття «контрольно-наглядова діяльність», а й, в перспективі, у розробці пропозицій і рекомендацій удосконалення відповідного законодавства, як ефективного інструменту держави в регулюванні відповідних відносин, що складаються при забезпеченні техногенної безпеки

Відповідно до мети дослідження необхідно вирішити такі першочергові завдання:

розкрити зміст та поняття «контрольно-наглядової діяльності» і визначити її місце в системі правових заходів впливу на стан виробничого травматизму і професійної захворюваності;

висвітлити основні організаційно-правові засади контрольно-наглядової діяльності в сфері охорони праці;

дослідити теоретико-методологічні основи визначення специфіки правового статусу суб'єктів правовідносин по наглядовій діяльності в галузі охорони праці;

на концептуальному рівні розробити правові напрямки розвитку і вдосконалення чинного законодавства України з питань теорії і практики застосування юридичної відповідальності по результатам контрольно-наглядової діяльності для підвищення її результативності.

Об'єктом дослідження є сукупність правових норм, які закріплюють правовий статус наглядових органів та їх посадових осіб, встановлюють організаційно-правові умови виконання ними службових обов'язків, а також дозволяють визначити коло суб'єктів юридичної відповідальності в разі порушення вимог законодавства про охорону працю.

Методи дослідження.Для досягнення поставленої мети використано низку загальнонаукових та спеціальних методів обробки і систематизації знань: метод аналізу (розкладання предмету дослідження –контрольно-наглядова діяльність– на складові частини), метод синтезу (поєднання, відтворення зв'язків окремих частин, елементів: контролю і нагляду, і застосування, у зв'язку з цим, юридичної відповідальності по результатах перевірок). Одним з використаних методів дослідження є аналогія.

Результати дослідження. Серед великої кількості правових інститутів навряд чи знайдеться багато таких, які торкались би інтересів переважної більшості людей. Одним з таких є інститут контрольно-наглядової діяльності в галузі охорони праці. Контрольно-наглядова діяльність безпосередньо пов'язана з функцією держави з охорони праці і є дієвим механізмом підтримки правового порядку в суспільних відносинах, що складаються при забезпеченні охорони праці, втіленням прав і свобод людини і громадянина у соціальну дійсність.

Контрольно-наглядова діяльність – важливий елемент правового регулювання суспільних відносин, суть якого полягає у цілеспрямованому впливі на поведінку суб'єктів господарської діяльності за допомогою юридичних засобів.

Названий інститут є фундаментальною категорією юриспруденції, яка має важливе теоретичне і практичне значення. Вагомість контрольно-наглядової діяльності характеризується її подвійною природою: з одного боку, це один з примусових заходів впливу на юридичних і фізичних осіб, які порушують правові норми, що застосовуються з метою підтримки правопорядку в галузі охорони праці, а, з другого – засіб самозахисту суспільства від посягань на основні його засади.

Відповідно до вимог ст.1 Закону України Про основні засади нагляду (контролю) у сфері господарської діяльності державний нагляд (контроль)–це

діяльність уповноважених законом центральних органів виконавчої влади, їх територіальних органів, органів місцевого самоврядування, інших органів в межах повноважень, передбачених законом, щодо виявлення та запобігання порушенням вимог законодавства суб'єктами господарювання та забезпечення інтересів суспільства, зокрема прийнятного рівня небезпеки для населення. {5}

Перш ніж перейти до сьогодення пригадаємо основні віхи історії нагляду за охороною праці.

Початком наглядової діяльності в галузі охорони праці, промислової безпеки та гірничого нагляду можна вважати виданий у 1719 році Петром I Указ про створення Берг - колегії (гірничої колегії).

Радянський період історії нагляду за безпекою праці почався 17 травня 1918 року, коли Радою Народних Комісарів був прийнятий Декрет про створення інспекції праці.

30 травня 1958 року постановою Ради Міністрів УРСР створений Державний комітет з нагляду за безпечним веденням робіт у промисловості і гірничого нагляду Ради Міністрів УРСР (Держгіртехнагляд УРСР), а постановою Уряду від 10 грудня 1958 року були визначені його основні завдання, обов'язки і права.

У 1993 р. починається принципово новий етап історії органів державного нагляду, що було обумовлено прийняттям 14 жовтня 1992 року Закону України «Про охорону праці», згідно з яким функції державного нагляду за охороною праці в народному господарстві передавалися від Технічної інспекції праці профспілок, відомчих органів нагляду до державної формації, а саме до Державного комітету по нагляду за охороною праці, який був утворений Постановою Кабінету Міністрів України від 27 січня 1993 року № 2 і став правонаступником Держгіртехнагляду .

В 2006 році функції державного нагляду в галузі охорони праці перейшли до Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду (Держгірпромнагляд), діяльність і повноваження якого регулюються Законом України Про основні засади державного нагляду (контролю) у сфері господарської діяльності від 05.04.2007 № 877-У, Положенням про Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду, затв. Постановою Кабінету Міністрів України від 23 листопада 2006 р. № 1640{6}. Комітет здійснює свою діяльність також відповідно до норм Конвенції Міжнародної організації праці №81 про інспекцію праці у промисловості і торгівлі, ратифікованої Україною у 2004 році{7}.

Основні функції Держгірпромнагляду в галузі охорони праці-це організація та здійснення державного нагляду за додержанням законів та інших нормативно-правових актів з питань охорони праці в частині промислової безпеки, безпечного ведення робіт юридичними та фізичними особами, які відповідно до закону використовують найману працю; розслідування аварій, нещасних випадків на виробництві; проведення технічного розслідування обставин і причин виникнення аварій, пов'язаних з використанням газу в побуті тощо.

Для здійснення своїх функцій Держгірпромнагляд має право безперешкодно відвідувати підприємства, об'єкти виробництва фізичних осіб, які використовують найману працю, та проводити перевірку додержання законодавства про охорону праці; одержувати від роботодавців письмові пояснення, висновки експертних обстежень, аудитів, звіти про причини порушень законодавства та здійснення заходів щодо їх усунення; видавати обов'язкові для виконання приписи (розпорядження) про усунення порушень і недоліків у сфері промислової безпеки, охорони праці та безпечного використання об'єктів підвищеної небезпеки; забороняти, зупиняти експлуатацію підприємств, випуск та експлуатацію певних механізмів, реалізацію продукції до усунення порушень, які створюють загрозу життю працівників; притягати до адміністративної відповідальності посадових осіб і працівників за порушення законодавства про охорону праці в частині безпечного ведення робіт та інше.

Державний нагляд (контроль) здійснюється за принципами:

пріоритетності безпеки у питаннях життя і здоров'я людини, функціонування і розвитку суспільства, середовища проживання і життєдіяльності перед будь-якими іншими інтересами і цілями у сфері господарської діяльності;

підконтрольності і підзвітності органу державного нагляду (контролю) відповідним органам державної влади;

рівності прав і законних інтересів усіх суб'єктів господарювання;

гарантування прав суб'єкту господарювання;

наявності підстав, визначених законом, для здійснення державного нагляду (контролю);

відкритості, прозорості, плановості і системності державного нагляду (контролю);

невтручання органу державного нагляду (контролю) у статутну діяльність суб'єкта господарювання, якщо вона здійснюється в межах закону;

відповідальності органу державного нагляду (контролю) та його посадових осіб за шкоду, заподіяну суб'єкту господарювання внаслідок порушення вимог законодавства;

дотримання умов міжнародних договорів України;

незалежності органів державного нагляду (контролю) від політичних партій та будь-яких інших об"єднань громадян.

Держгірпромнагляд здійснює свої повноваження безпосередньо і через утворені в установленому порядку територіальні органи.

Оскільки нашою метою є дослідження механізму впливу такого правового інституту, як контрольно-наглядова діяльність в галузі охорони праці на стан виробничого травматизму і професійної захворюваності, саме як профілактичного засобу, вважається за потрібне з'ясувати які негативні тенденції спостерігаються в роботі органів Держгірпромнагляду і які прогалини в діючому законодавстві в цій сфері.

Основним і суттєвим недоліком здійснення наглядової діяльності, який не тільки не сприяє профілактиці виробничого травматизму і професіональної

захворюваності, а й протидіє цьому процесу є відсутність системи послідовного контролю за виконанням наданих інспекторами приписів (розпоряджень) про встановлені порушення в сфері охорони праці. Як наслідок центральні і територіальні органи наглядової діяльності не володіють інформацією про стан реагування на їх приписи.

Поновлення роботи зупинених об'єктів здійснюється, в основному, відповідно до листів перевірених підприємств, установ, організацій. Повторні перевірки вкрай рідкі.

Органи наглядової діяльності не володіють інформацією щодо передачі правоохоронним органам розслідуваних матеріалів до судів і прийнятих судових рішень щодо осіб, що порушують законодавство в галузі охорони праці. Юридична відповідальність, що виникає на підставі результатів діяльності контрольно-наглядових органів, в разі її застосування, блокує протиправну поведінку і стимулює суспільно-корисні дії людей в правовій сфері і завжди пов'язана з державним примусом.

Але з преамбули Постанови Пленуму Верховного Суду України №7 від 12.06.2009 Про практику застосування судами України законодавства у справах про злочини проти безпеки виробництва випливає, що суди припускаються помилок при кваліфікації дій винних осіб. Не завжди встановлюються причини злочинів проти безпеки виробництва та умови, що сприяли їх вчиненню.{8}

Це свідчить про те, що для забезпечення повного і всебічного дослідження обставин вчинення зазначених злочинів необхідно залучати до цього процесу посадових осіб органів контрольно-наглядової діяльності, які в такий спосіб мали б можливість тримати ситуацію по ефективності наглядової діяльності під державним контролем. Враховуючи те, що підставою кримінальної відповідальності в цій сфері є порушення вимог законодавчих та інших нормативно-правових актів про охорону праці (ст..271 КК), яке полягає у вчиненні особою дій, які заборонені відповідними актами, або у невиконанні дій, які особа повинна була вчинити згідно з вимогами законодавчих актів, суб'єктами злочинів є службова (посадова) особа, яка на підставі наказу, посадової інструкції чи відповідно до займаної посади має спеціальні обов'язки з охорони праці(це також може бути власник підприємства або громадянин-суб'єкт підприємницької діяльності), і суттєвим недоліком при призначенні покарання цим особам є використовування тільки основного виду покарання за відповідною статтею Кримінального Кодексу. В той час, як запобіжне значення додаткового покарання у виді позбавлення права обіймати певні посади або займатися певною діяльністю ігнорується.

Суттєвим недоліком, який не тільки не сприяє профілактиці виробничого травматизму і професійної захворюваності, а й протидіє цьому, є саме процес визначення суб'єкта цих правопорушень

Однією з причин цього недоліку є те, що для встановлення в діянні окремих осіб складу правопорушення, щодо охорони праці, диспозиції відповідних статей Кодексу законів про працю, Кодексу законів про адміністративні правопорушення, Кримінального кодексу будучи бланкетними, відсилають до законодавчих та інших нормативних актів про охорону праці,

спеціальних правил, які регулюють охорону праці.

Не існує комплексного вирішення проблеми правового статусу посадової особи. Так, залишається невизначеним категоріальний зміст поняття «службової особи» закріпленої в Конституції України. Чинне законодавство вживає термін «посадова особа» (трудове, адміністративне) і « службова особа» (кримінальне), проте не проводиться чіткого розмежування, що створює проблеми у правозастосовчий практиці.

Проведені 17.11.2010 р. Парламентські слухання « Про стан промислової безпеки та охорони праці» показали, що незадовільний стан виробничого травматизму зберігається на тлі постійного збільшення чисельності посадових осіб, які здійснюють нагляд та витрат на їх утримання. З порушенням правил використовуються кошти Держбюджету в цій сфері.

Не сприяє ефективній наглядовій діяльності монополізація правомочностей Держгірпромнаглядом з одного боку і розгалуження наглядових функцій по галузям (травматизм обліковується за видами нагляду по міністерствам), а як наслідок і не аналізується діяльність наглядових органів в сфері виконання приписів(розпоряджень) та застосуванню юридичної відповідальності щодо винних у правопорушеннях осіб.

Покладені законодавством на власника підприємства, установи, організації зобов’язання впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки,які запобігають виробничому травматизму і забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професіональних захворювань працівників, бізнес ігнорує у прагненні досягти найвищих економічних показників, збільшити доходи своєї діяльності.

Як наслідок, організація контрольно-наглядової діяльності в Україні не ефективна і рівень виробничого травматизму залишається досить високим

Висновки

1.Проведеним дослідженням встановлено, що виявлені в результаті контрольно-наглядової діяльності правопорушення тягнуть юридичну відповідальність у вигляді застосування до суб’єктів винних в скоєнні правопорушення в галузі охорони праці (посадових осіб, власників підприємств, установ, організацій, фізичних осіб – підприємців) заходів державного примусу каральної спрямованості, які призводять до зазнавання ними втрат особистого, організаційного чи матеріального характеру.Внаслідок правопорушень, що були виявлені в процесі наглядової діяльності безапеляційно повинні виникати охоронні правовідносини, за яких держава має право вживати карні та відновлюючи заходи до суб’єктів правопорушення. Останні зобов’язані нести визначені втрати дисциплінарного, адміністративного, кримінального характеру та відшкодовувати збитки завдані цим правопорушенням.

2.Оновлення законодавства необхідно здійснювати у напрямку адаптації вітчизняного законодавства до європейських норм з метою прогресивного реформування державного нагляду аж до повного відсторонення держави від функцій профілактики виробничого травматизму і впровадження аудитів підприємств та їх сертифікації за європейськими стандартами. Такий підхід

відповідає європейським нормам, відповідно до яких роботодавець буде усувати наявні недоліки самостійно, а процес їхнього виявлення буде здійснюватися незалежними експертно-аудиторськими організаціями.

3. В системі державного нагляду необхідно створити міцні юридичні служби для здійснення ефективного моніторингу додержання законодавства підприємцями.

Список використаних джерел

1. Конституція України від 28.06.1996р.
2. Закон України « Про охорону праці» від 21.11.2002р.№ 229-ІУ
3. Баклан О.В. Контрольно-наглядова діяльність у сфері охорони праці: окремі питання//Право України.-К.:2000.-№10.-с.69-70,81.
4. Замченко А.О. Принципи нагляду та контролю за дотримуванням законодавства про працю України.: Дис. на здобуття наукового ступеня канд. наук.-2008.
5. Закон України Про основні засади нагляду (контролю) у сфері господарської діяльності від 5 квітня 2007р. № 877-У,
6. Положення про Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду, затв. Постановою Кабінету Міністрів України від 23 листопада 2006 р. № 1640.
7. Конвенція Міжнародної організації праці №81 про інспекцію праці у промисловості і торгівлі, ратифікованої Україною у 2004 році.
8. Постанова Пленуму Верховного Суду України № 7 від 12.06.2009

Аннотация

ПРОБЛЕМЫ НАДЗОРНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В СФЕРЕ ОХРАНЫ ТРУДА

Семашко Л.А., Винокуров Н.А.,Переверзева Л.Н.

Статья посвящена проблемам надзорной деятельности в сфере охраны труда, как одному из приоритетных направлений профилактики производственного травматизма и профессиональной заболеваемости. Определена необходимость жесткого контроля за исполнением предписаний (распоряжений) органов надзорной деятельности и привлечения виновных в правонарушениях в сфере охраны труда к юридической ответственности.

Abstract

PROBLEMS OF SUPERVISORY ACTIVITY IN THE FIELD OF LABOUR PROTECTION

L. Semashko, N. Vinokurov, L. Pereverzeva

The article is devoted the problems of observant activity in industry of labour protection, as one of priority directions of prophylaxis of production traumatism and professional morbidity. Certainly necessity of hard control after implementation of orders (orders) of organs of observant activity and attracting of guilty in offences in industry of labour protection to legal responsibility.

УДК 504.058

ОЦІНКА ПОТЕНЦІЙНОГО РИЗИКУ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ НАСЕЛЕННЯ НА ЗАБРУДНЕНИХ ПРОДУКТАМИ ЗГОРЯННЯ ТЕРИТОРІЯХ В РЕЗУЛЬТАТІ АВАРІЇ НА СКЛАДАХ БОЄПРИПАСІВ

Азаров С.І.

Інститут ядерних досліджень НАН України, м. Київ

Сидоренко В.Л., Бикова О.В., Єременко С.А.

Інститут державного управління у сфері цивільного захисту Національного університету цивільного захисту України, м. Київ

Представлено методику оцінки потенційного ризику життєдіяльності жителів населених пунктів, які потрапили під вплив продуктів аварії на складах боєприпасів. Наведено результати розрахунків сумарного ризику гострого і хронічного ураження людини токсичними газами та пилом.

Постановка проблеми. Забезпечення життя і здоров'я людини, збереження чистоти довкілля, їх захищеність від техногенних аварій і катастроф є однією з найважливіших проблем держави та пріоритетним завданням екологічної безпеки.

Серед потенційних об'єктів техногенно-екологічних загроз є військово-промисловий комплекс, де не раз виникали і ще можуть виникати пожежні, вибухові, радіаційні, хімічні та інші аварії.

Особливо загострилася ситуація на об'єктах зберігання боєприпасів, таких як склади, бази, сховища та арсенали. Свідченням цього є масштабні аварії з вибухами і пожежами на складах боєприпасів у м. Артемівську, с. Новобогданівці, с. Цвітосі та м. Лозовій, які набули масштабів надзвичайних ситуацій. При вибухах і пожежах на складах боєприпасів у навколишнє середовище потрапляють токсичні гази, пил, аерозолі, дим, які можуть мігрувати в атмосферному повітрі на десятки і сотні кілометрів від епіцентру аварії [1].

У зону ураження продуктами аварії можуть потрапити мешканці населених пунктів. Тому попереджуюче реагування на надзвичайну ситуацію при аварії на складі боєприпасів потребує науково-технічного інструментарію відносно оцінки техногенного ризику та планування на цій основі заходів щодо мінімізації матеріальних і людських втрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Нажаль, вчені і науковці майже не приділяють уваги проблемам забруднення довкілля продуктами аварій на складах боєприпасів та формуванню ризиків життєдіяльності населення, що проживає на післяаварійних територіях, внаслідок впливу погіршених умов навколишнього природного середовища.

Виділення невирішених частин проблеми.Роботи [2–4] присвячені оцінюванню потенційного ризику життєдіяльності внаслідок аерогенного

навантаження населення продуктами аварії, комплексного надходження продуктів згоряння речовин і матеріалів в організм людини та ризику ураження внаслідок вживання питної природної води після аварії на складах боєприпасів, але для всеосяжного дослідження впливу продуктів аварії на складі боєприпасів необхідно обчислити значення потенційних ризиків гострого токсичного ефекту, хронічної інтоксикації та впливу токсиканта внаслідок вдихання пилу.

Постановка завдання. Метою даної роботи є забезпечення захищеності життєвоважливих інтересів населення від негативного токсичного впливу у процесі аварійних ситуацій на складах боєприпасів та визначення потенційного ризику життєдіяльності.

Виклад основного матеріалу.З позиції екологічної безпеки і гігієни населених міст рекомендується використовувати наступну методику обчислення потенційного ризику життєдіяльності населення від забруднення довкілля продуктами аварії з використанням визначених термінів.

Базовим поняттям, що характеризує рівень небезпеки є потенційний ризик – ризик виникнення негативного для людини ефекту, обумовленого як імовірністю появи цього ефекту за заданих умов або ймовірністю ураження окремого індивіда внаслідок випадкової реалізації небезпечної події, що обумовлюється певними вражаючими факторами. Визначимо три типи потенційного ризику [5]:

ризик негативних ефектів, що проявляється безпосередньо в момент аварії;

ризик тривалого впливу продуктів аварії, що проявляється при накопиченні достатньої для цього дози;

ризик специфічної дії, що проявляється у виникненні специфічних захворювань (канцерогенних, сенсибілізуючих, імуно-ембріотоксичних та інших шкідливих ефектів).

Головна проблема математичного моделювання потенційного ризику у техногенному середовищі пов'язана з невизначеністю часово-просторових і об'ємно-потужних параметрів процесів зародження і прояву вражаючих факторів аварії. Труднощі комп'ютерної реалізації моделей оцінювання ризиків значною мірою знімаються за допомогою відповідних карт ризику, а також таблиць, що характеризують усі вихідні, проміжні та кінцеві результати розрахунків за всіма можливими сценаріями розвитку аварії і варіантами заходів щодо запобігання чи зменшення ризиків життєдіяльності і господарювання на післяаварійних територіях.

Реалізація зазначених завдань пов'язана з вирішенням двох питань:

по-перше, необхідно розробити адекватні математичні моделі для оцінювання ризиків;

по-друге, створити ефективні програмно-технічні засоби, що забезпечують розрахунки за цими моделями.

У результаті більш достовірно і науково обґрунтовано визначаються пріоритетність, необхідний склад, об'єм і послідовність реалізації та ефективність заходів щодо захисту населення від аварій на складах боєприпасів.

Потенційний ризик гострого токсичного ефекту (миттєва токсична проява) при забрудненні повітря газоподібними продуктами аварії розраховується за формулою [6]:

$$R_г = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int^{P_{rob}} \exp(\frac{l^2}{2}) dl\,, \qquad (1)$$

Тут пробіт-функція: $\Pr ob_г = A + B\lg(C_г / ГДК_{мр})\,,$ (2)

де: $R_г$ – імовірність розвитку токсичних ефектів – інтерпретується як умовний індивідуальний ризик захворіти або померти;
$C_г$ – розрахункова концентрація токсичного газу в точці l зони ураження (шлейфа розповсюдження та випадіння токсичних газів);
l – параметр інтегрування;
$ГДК_{мр}$ – норматив разової гранично допустимої концентрації токсикантів у повітрі населених пунктів;
A і B – параметри, що залежать від токсичної дії викинутих газів.

На рис. 1 наведено розрахована залежність ризику виникнення негативних токсичних проявів у людини від кратності перевищення $ГДК_{мр}$ для токсичних газів різних класів небезпеки.

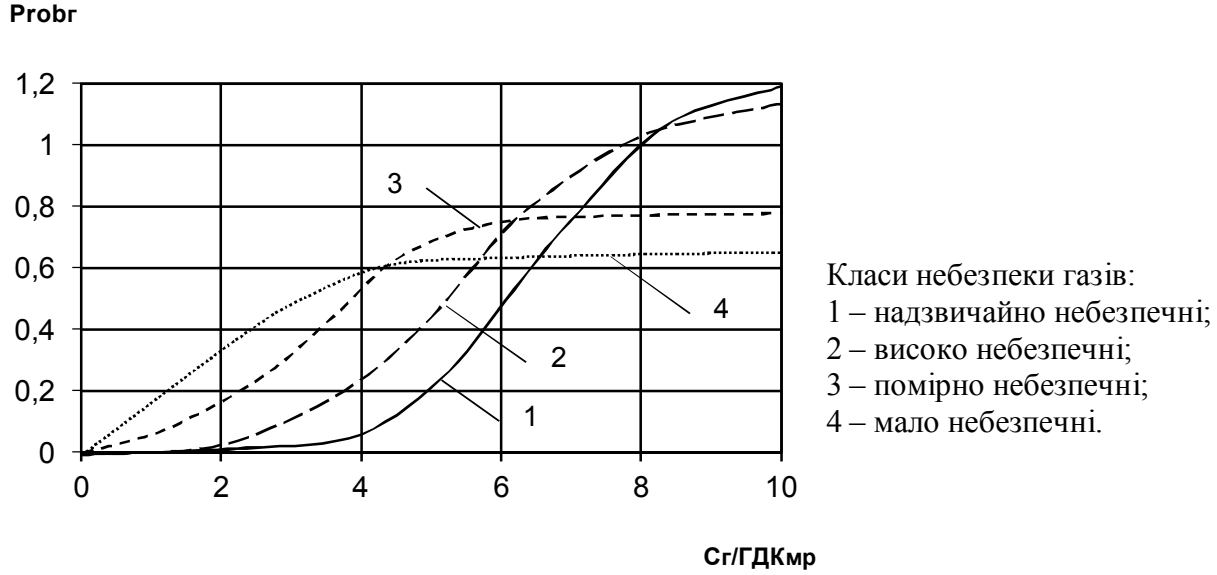


Рис. 1. Залежність виникнення негативних токсичних проявів у людини від кратності перевищення ГДКмр для токсичних газів різних класів небезпеки

Потенційний ризик хронічної інтоксикації газоподібними токсичними продуктами аварії R_x за лінійно-експоненціальною безграничною функцією за умови введення в неї, як обмеження, приблизної границі летальності [7]:

$$R_x = 1 - \exp(\frac{\Pr ob}{ГДК_{од} K_з})^n\,, \qquad (3)$$

Тут пробіт-функція $\Pr ob_г = U + Z\ln(C_x t)^n\,,$

де: $ГДК_{сд}$ – норматив максимально припустимої середньодобової концентрації токсиканта в повітрі населених пунктів;

U, Z – параметри, що залежать від токсичної дії викинутих у повітря газів;

C_x – середньодобова концентрація токсичного газу в усіх точках (i, j) спостереження в межах населеного пункту, що потрапив у зону ураження:

$$C_x = \sum_{K,i,j=1}^{K} H_K C_{i,j,K} \ , \tag{4}$$

де H_K – імовірність m-го типу стану погоди у місті аварії;

$C_{i,j,K}$ – концентрація токсичних газів у точці (i, j) зони ураження в межах населеного пункту для m-го типу стану погоди;

$K_з$ – коефіцієнт запасу, обумовлений класом небезпеки токсичного газу (1 клас – 7,5; 2 клас – 6,0; 3 клас – 4,5; 4 клас – 3,0);

t – відношення тривалості впливу токсичних газів у населеному пункті до середньої тривалості життя людини;

n – коефіцієнт, обумовлений класом небезпечності токсичного газу (1 клас – 2,4; 2 клас – 1,31; 3 клас – 1,0; 4 клас – 0,86).

На рис. 2 наведено розрахована залежність виникнення захворювання людей як функція кратності перевищення $ГДК_{сд}$ токсичних газів в повітрі для різної класів небезпеки.

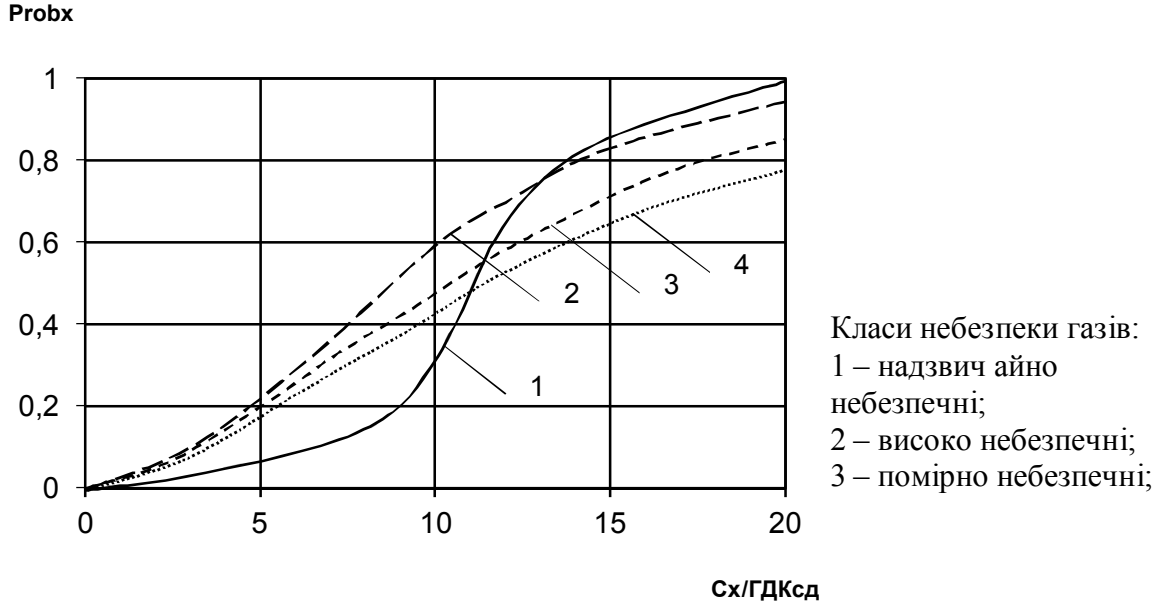


Рис. 2. Залежність ризику виникнення захворювання людей від кратності перевищення $ГДК_{сд}$ токсичних газів різних класів небезпеки

Ризик впливу токсиканта внаслідок вдихання пилу [8]:

$$R_n = \frac{SF_{дих} C_n PEFW_{дих}}{10^6 T} \left(\frac{J_n h_a ED_a}{M_a} + \frac{J_n h_a ED_{ch}}{M_{ch}} \right), \tag{5}$$

де $SF_{дих}$ – кутовий коефіцієнт;

P – коефіцієнт зваженого у повітрі пилу;

C_n – концентрація пилу в межах населеного пункту, що потрапив у зону ураження;

EF – частота впливу пилу на організм людини;

$W_{дих}$ – параметр засвоюваності пилу через легені;

$\overline{T}$ – усереднений час впливу пилу на людину;

$J_n h$ – середній об'єм повітря, що вдихається людиною;

ED – тривалість впливу пилу на організм людини;

M – середня маса людини.

Підсумковий ризик ураження людини в результаті аварії (вибуху і пожежі) на складі боєприпасів буде визначатися за формулою [9]:

$$R = R_г + R_x + R_n - R_г R_x R_n, \quad (6)$$

Рівень забезпечення безпеки людини при аваріях на складах боєприпасів відповідає вимозі, якщо

$$R \langle 10^{-5}\ рік^{-1}, \quad (7)$$

Дана методика була апробована при розрахунку ймовірності виникнення вибуху та пожежі, а також індивідуального ризику при аваріях на складах боєприпасів біля с. Новобогданівка Мелітопольського району Запорізької області 6-15 травня 2004 року і 23 липня 2005 року.

У табл. 1 наведено гранично допустимі концентрації токсичних речовин у повітрі населених місць, що знаходилися в атмосферному повітрі при аварії на складі боєприпасів [10, 11].

Таблиця 1-Довідкова інформація гранично допустимих концентрацій у населених містах

Найменування речовини	Формула	Номер коду	Клас небезпеки	ГДК, мг/м^3	
				$ГДК_{мр}$	$ГДК_{сд}$
Азоту діоксид	NO_2	0301	2	0,085	0,04
Вуглецю оксид	CO	0337	4	3,0	1,0
Ангідрид сірчаний	SO_2	0330	3	0,5	0,05
Пил (завислі частки)	–	–	3	0,5	0,15
Сажа	C	0328	3	0,15	0,05
Свинець та його сполуки	Pb	0184	1	0,03	0,0003

У табл. 2 наведено результати розрахунку потенційного ризику життєдіяльності людей від впливу токсичних речовин, що розповсюджувалися від двох аварій на складах боєприпасів у с. Новобогданівка (275-АБРБ) на відстані 5 км від епіцентру аварії.

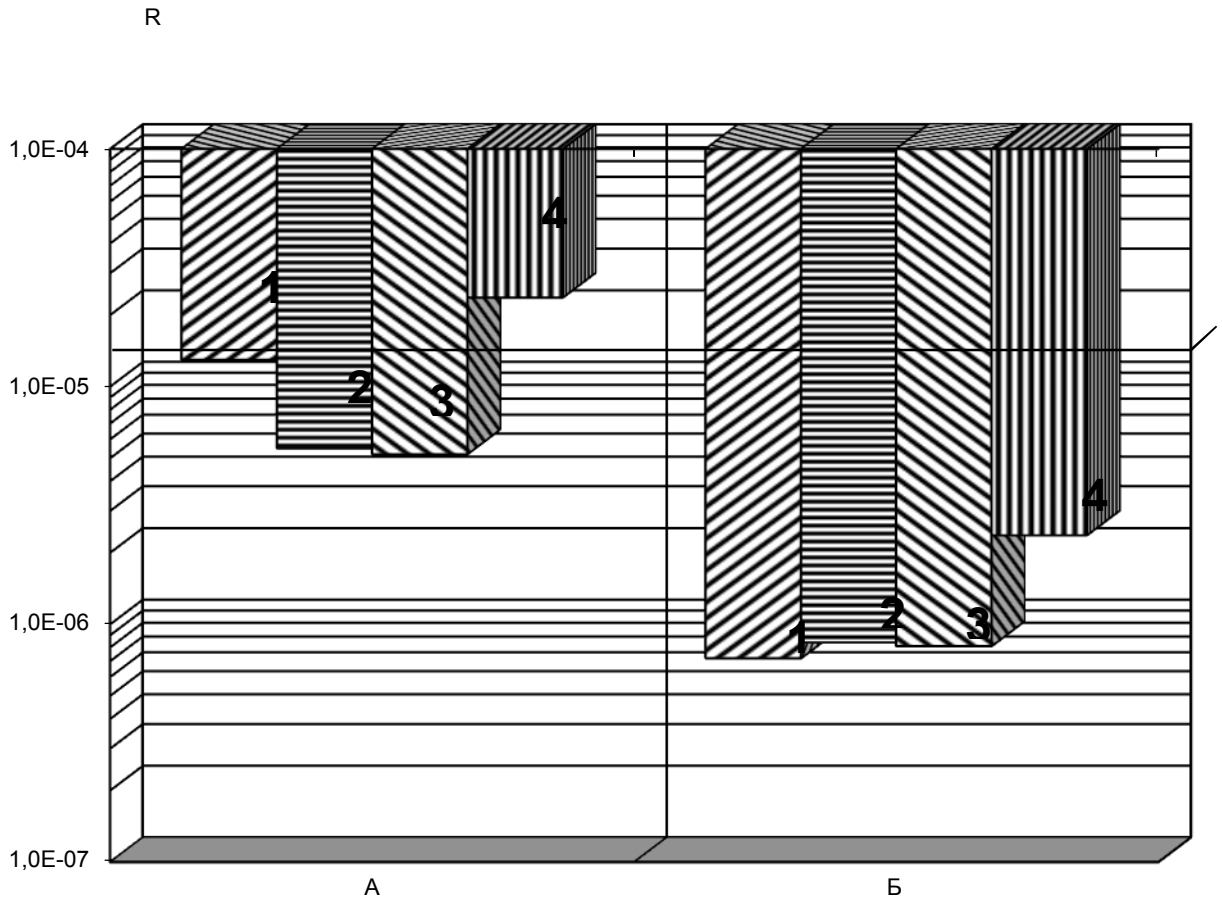


Рис. 3. Оцінювання потенційного ризику життєдіяльності населення при аварії на 275-АБРБ 6-15.05.2004 р. (А) і 23.07.2005 р. (Б):

1 – потенційний ризик гострого токсичного ефекту;
2 – потенційний ризик хронічної інтоксикації газоподібними токсичними продуктами згоряння;
3 – ризик впливу токсиканта внаслідок вдихання пилу;
4 – підсумковий потенційний ризик ураження людини.

Таблиця 2-Результати розрахунку потенційного ризику життєдіяльності

Дата аварії	Ризик ураження людини			
	$R_г$	$R_х$	$R_п$	$\overline{R}$
6-15.05.2004 р.	$1{,}3\cdot10^{-5}$ (55 %)	$5{,}5\cdot10^{-6}$ (23 %)	$5{,}2\cdot10^{-6}$ (22 %)	$2{,}37\cdot10^{-5}$
23.07.2005 р.	$7{,}2\cdot10^{-7}$ (30 %)	$8{,}4\cdot10^{-7}$ (36 %)	$8{,}1\cdot10^{-7}$ (34 %)	$2{,}37\cdot10^{-6}$

Методом лінійної інтерполяції за значеннями $\overline{R}$ розраховано, що відносно безпечний період протікання аварії на складі БП для людини, що проживає у 5 км від епіцентру аварії, складе до 4 діб.

Висновки. На підставі виконаних розрахунків та їх порівняння можна зробити висновок, що підсумковий потенційний ризик життєдіяльності при тривалості аварії до однієї доби забезпечує рівень безпеки людини, а при тривалості аварії дев'ять діб – не забезпечує (рис. 3).

Висновки

Аналіз розрахунків показує, що від початку аварії ризики гострого і хронічного ураження людини та ризик ураження людини зваженими речовинами мають відносно рівномірний розподіл, а з часом починає переважати ризик гострого ураження людини від продуктів аварії.

Запропонована оцінка розрахунку потенційного ризику життєдіяльності при аварії на складах боєприпасів є універсальною та може бути застосована при аваріях і пожежах з викидом токсичних газів, пилу, аерозолів та диму на інших об'єктах підвищеної екологічної небезпеки.

Список використаних джерел

1. Азаров С.І. Про оцінювання збитків при пожежах і вибухах боєприпасів / С.І. Азаров, О.В. Святун, В.Л. Сидоренко // Національна безпека: український вимір. – 2009. – № 3 (22). – С. 68–75.
2. Сидоренко В.Л. Оцінка потенційного ризику від аварії на артскладі / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров // Екологічна безпека. – 2010 (9). – Вип. 1. – С. 52–56.
3. Сидоренко В.Л. Оцінка ризику впливу продуктів аварії на складі боєприпасів на населення / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров // Екологічна безпека і природокористування. – 2010. – Вип. 5. – С. 67–74.
4. Азаров С.І. Оцінка ризику для населення, що споживає питну воду після аварії на складі боєприпасів / С.І. Азаров, В.І. Паламарчук, В.Л. Сидоренко // Вісник КДУ. – 2010. – Вип. 5/2010 (64), Ч. 1. – С. 141–144.
5. Сидоренко В.Л. Методологічні основи проведення досліджень потенційно-небезпечних військових об'єктів / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров // Проблеми надзвичайних ситуацій. – 2009. – Вип. 9. – С. 99–110.
6. Сидоренко В.Л. Методика розрахунку збитків, пов'язаних із загибеллю військовослужбовців при аварії на артскладі / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров // Збірник наукових праць СНУЯЕтаП. – 2008. – Вип. 1 (25). – С. 262–267.
7. Сидоренко В.Л. Забруднення повітря і ризик ураження рятівників в умовах аварії на складі боєприпасів / В.Л. Сидоренко, В.І. Паламарчук, С.І. Азаров // Український журнал з проблем медицини праці. – 2005. – Вип. 3–4. – С. 35–38.
8. Сидоренко В.Л. Оцінка впливу хімічних сполук на довкілля при вибуху підземного сховища боєприпасів / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров, В.І. Паламарчук // Системи управління, навігації та зв'язку. – 2008. – Вип. 1 (5). – С. 93–96.
9. Сидоренко В.Л. Розрахунок умовної ймовірності виникнення травми при

ліквідації аварії на артскладах / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров // Проблеми охорони праці в Україні. – 2006. – Вип. 12. – С. 43–53.
10. Сидоренко В.Л. Моделювання формування забруднення території при аварії на складі боєприпасів / В.Л. Сидоренко, С.І. Азаров // Проблемы пожарной безопасности. – 2005. – Вып. 18. – С. 141–148.
11. Державні санітарні правила охорони атмосферного повітря населених місць (від забруднення хімічними та біологічними речовинами)". Наказ Міністерства охорони здоров'я України від 09.09.1997 р. № 201.

Анатация

ОЦЕНКИ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО РИСКА ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НАСЕЛЕНИЯ НА ЗАГРЯЗНЕННЫХ ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ ТЕРРИТОРИЯХ В РЕЗУЛЬТАТЕ АВАРИИ НА СКЛАДАХ БОЕПРИПАСОВ

Азаров С.И.

Представлена методика оценки потенциального риска жизнедеятельности людей населенных пунктов, которые попали под воздействие продуктов аварии на складах боєприпасів. Приведены результаты расчетов суммарного риска острого и хронического поражения человека токсическими газами и пылью.

Abstract

ASSESSMENT OF POTENTIAL RISKS OF CONTAMINATED FOOD POPULATION IN AREAS COMBUSTION BY ACCIDENT AMMUNITION

S.Azarov

The technique of an estimation of potential risk of ability to live of the people of the occupied items is submitted which have got under influence of products of failure in warehouses of an ammunition. The results of accounts of total risk of a sharp and chronic defeat of the man by toxic gases and dust are given.

УДК 341.645.5

МІЖНАРОДНА КОНВЕНЦІЯ 1921 Р. «ПРО ПРАВО НА ОРГАНІЗАЦІЮ І ОБ'ЄДНАННЯ ТРУДЯЩИХ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ» ЯК ЧАСТИНА НАЦІОНАЛЬНОГО ЗАКОНОДАВСТВА УКРАЇНИ.

Кононенко В.П., к.ю.н., адвокат.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка

Розглядається проблема чинності міжнародних конвенцій, підписаних у 1921 р. “Про право на організацію і об'єднання трудящих у сільському

господарстві", "Про мінімальний вік допуску дітей на роботу у сільському господарстві", "Про відшкодування під час нещасних випадків на роботі у сільському господарстві", як частини законодавства України. А також особливості визначення терміну "законодавство".

25.10.1921 р. була підписана Конвенція "Про право на організацію і об'єднання трудящих у сільському господарстві", згідно з ч. 1 якої кожен Член Міжнародної Організації Праці, що ратифікував цю Конвенцію, зобов'язується забезпечити всім працюючим у сільському господарстві ті ж права на організацію і об'єднання, які мають трудящі в промисловості і скасувати всі законодавчі чи які-небудь інші постанови, спрямовані на обмеження цих прав стосовно трудящих, зайнятим у сільському господарстві.

У ст. 1 Конвенції "Про мінімальний вік допуску дітей на роботу у сільському господарстві" говориться: "Діти у віці до чотирнадцяти років не можуть прийматися на роботу чи працювати на державному або приватному сільськогосподарському підприємствах, чи в яких-небудь їхніх філіях у години, встановлені для відвідування школи. Якщо вони використовуються на такого роду роботі в позашкільні години, то ця робота не повинна бути на шкоду відвідуванню ними школи".

В тому ж, 1921 р. була підписана Конвенція "Про відшкодування під час нещасних випадків на роботі у сільському господарстві", згідно з якою кожний член Міжнародної організації праці, який ратифікує цю Конвенцію, зобов'язується поширити на всіх осіб, які отримують заробітну плату в сільському господарстві, закони і постанови, що передбачають компенсацію працівникам за каліцтво внаслідок нещасного випадку, який стався в результаті або під час його роботи за наймом (ст. 1).

Як бачимо, норми вказаних міжнародних договорів є і зараз досить актуальними для регулювання правовідносин, що складаються в аграрно-промисловому комплексі України. Але який статус в даний час мають перелічені вище конвенції?

Відповідно до ст. 9 Конституції України чинні міжнародні договори, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України, є частиною національного законодавства України. Але Конституція відносить до національного законодавства лише ті міжнародні договори, згоду на обов'язковість яких надано Верховною Радою України, та залишає осторонь без визначення статусу тих міжнародних договорів, які набули чинності в інший спосіб, ніж шляхом надання згоди на їх обов'язковість Верховною Радою України. Таким чином, якщо буквально тлумачити вказану норму Конституції, ці останні договори, відповідно, не є частиною національного законодавства України. Тоді стає питання, що саме охоплюється поняттям "національне законодавство", що знаходиться за межею цього поняття, бо саме десь там, можливо, розташовані такі міжнародні договори в правовому полі України.

Таким чином, треба з'ясувати, що треба розуміти під терміном "законодавство"? У законах залежно від важливості і специфіки суспільних відносин, що регулюються, цей термін вживається в різних значеннях: в одних

маються на увазі лише закони; в інших, передусім кодифікованих, в поняття "законодавство" включаються як закони та інші акти Верховної Ради України, так і акти Президента України, Кабінету Міністрів України, а в деяких випадках - також і нормативно-правові акти центральних органів виконавчої влади. Неоднозначне ставлення до цього питання фахівців. Так, Ю.О. Бойко вважає, що категорією "законодавство" можуть охоплюватись тільки закони України. Безспірним аргументом цього він вважає положення Конституції України: у ній вживаються терміни "національне законодавство" (ст. 9), "законодавство" (ст. 19), "чинне законодавство" (п. 12) "Перехідних положень". Тотожність і відповідність цих понять не викликає сумнівів, бо в Конституції інакше як про національне та чинне законодавство і не може йтися. Виходячи з того, що права та свободи людини і громадянина, гарантії цих прав і свобод, основні обов'язки громадянина визначаються виключно законами України (п. 1 ч. 1 ст. 92 Конституції України), що виключно законами України визначається судоустрій, судочинство, статус суддів..., а міжнародний договір стає частиною національного законодавства виключно у спосіб, прийняття його парламентом як закону, закономірним буде висновок, що зміст поняття "законодавство" зводиться до сукупності законів України. До того, категорію "законодавство" слід розглядати як чітко структуровану систему існуючих у державі законів... (2)

Але відповідно до Рішення Конституційного Суду України у справі за конституційним зверненням Київської міської ради професійних спілок щодо офіційного тлумачення частини третьої статті 21 Кодексу законів про працю України (справа про тлумачення терміну законодавство") (3), термін "законодавство" треба розуміти так, що ним охоплюються закони України, чинні міжнародні договори України, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України, а також постанови Верховної Ради України, укази Президента України, декрети і постанови Кабінету Міністрів України, прийняті в межах їх повноважень та відповідно до Конституції та законів України.

Але чи можна застосовувати тлумачення терміну "законодавство" що його надав Конституційний Суд України до всіх правовідносин або хоча тих, які регулюються КЗпП, адже Суд розглядав справу за конституційним зверненням Київської міської ради професійних спілок про офіційне тлумачення частини третьої статті 21 Кодексу законів про працю України саме щодо частини третьої статті 21 Кодексу. І зі змісту мотивувальної частини рішення по вказаній справі не випливає універсальність використання тлумачення терміну "законодавство" що його надав Конституційний Суд, а навпаки: справа розглядалась тільки відповідно вказаної статті КЗпП України, за якою сфера застосування контрактної форми трудового договору визначалася законодавством. Даючи офіційне тлумачення терміна "законодавство", Конституційний Суд України виходив фактично з практики нормативно-правового регулювання сфери застосування контракту як особливої форми трудового договору. А тому не можна не погодитись з деякими тезами Окремої думки судді Конституційного Суду України Савенка М. Д. в цій справі: при офіційному тлумаченні терміна, який неодноразово

згадується в одному нормативно-правовому акті, необхідно виходити з того, що він вживається в одному значенні. Не може термін "законодавство" мати різне значення вживання більш ніж у сотні статей Кодексу законів про працю України. У противному разі це призведе до плутанини у визначенні кола суб'єктів, правомочних здійснювати регулювання певних відносин, які відповідно до положень закону визначаються чи встановлюються терміном "законодавство". Внаслідок прийнятого Конституційним Судом України Рішення виникає потреба в офіційному тлумаченні терміна "законодавство" як по кожній статті Кодексу законів про працю України, так і в інших нормативно-правових актах, де він вживається. Адже термін "законодавство" досить широко використовується в правовій системі у значенні сукупності законів та інших нормативно-правових актів, які регламентують ту чи іншу сферу суспільних відносин і є джерелами певної галузі права. У Кодексі законів про працю України цей термін вживається більше ніж у половині його статей. Термін "законодавство" вживається і в Конституції України. Однак ні Конституція України, ні Кодекс законів про працю України не розкривають чітко зміст терміна "законодавство", зокрема, які нормативно-правові акти ним охоплюються. Широке і неоднозначне вживання терміна породжує непорозуміння в його застосуванні. Наведене свідчить про практичну необхідність офіційного тлумачення терміна "законодавство" взагалі, а не лише в частині третій статті 21 Кодексу законів про працю України.

З розвитку подій навколо ч. 3 ст. 21 КЗпП можна побачити, що законодавець погодився саме з Окремою думкою судді Конституційного Суду України Савенка М. Д.: "... вважаю, що під терміном "законодавство" необхідно розуміти сукупність законів, прийнятих Верховною Радою України". Саме в такому значенні цей термін вживається в останньому реченні частини третьої статті 21 Кодексу законів про працю України, і таке офіційне тлумачення необхідно було йому дати" (п. 4 абз. 5). Це можна стверджувати на тій підставі, що в чинному Кодексі законів про працю України в ч. 3 ст. 21 говориться: "Сфера застосування контракту визначається законами України" (4), тобто термін "законодавство", з приводу тлумачення якого і було постановлене рішення Конституційного Суду, було замінено. І хоча в примітці до 21-ї статті КЗпП і вказано, що офіційне тлумачення частини третьої статті 21 див. в Рішенні Конституційного Суду N 12-рп/98 (v012p710-98) від 09.07.98., якщо справді туди подивитися, ми знайдемо зовсім інше. Отже законодавець не погодився з Рішенням Конституційного Суду N 12-рп/98.

З іншого боку, Конституційний Суд надав лише офіційне тлумачення чинного на той час положення КЗпП в межах своїх повноважень і не більше. Отже, якщо зараз в частині 3 статті 21 КЗпП використовується інше слово ніж те, з приводу тлумачення якого було відкрито конституційне провадження (і якщо надане, тлумачення терміну "законодавство" має виключно вузьке використання), вказане Рішення Конституційного Суду вже втратило актуальність. До речі, не зрозуміло чому з приводу офіційного тлумачення терміну "законодавство" Конституційний Суд постановив рішення: згідно з ч. 1 ст. 62 Закону України "Про Конституційний суд" (5) у справах з питань

офіційного тлумачення Конституції України та законів України Конституційний Суд України дає висновки (6).

З метою усунення правової невизначеності щодо терміну “законодавство” автор звернувся до Конституційного Суду з конституційним зверненням про офіційне тлумачення терміну “законодавство" в частині 12 статті 22 Закону України "Про міліцію" та тлумачення терміну “законодавство” взагалі.

У відповіді Секретаріату Конституційного Суду України № 18/2781 від 01.09.2004 року вказано наступне: “...офіційне тлумачення терміну “законодавство” Конституційний Суд України дав у рішенні від 09.07.1998 р. № 12-рп/98 (справа про тлумачення терміну “законодавство”)”.

Отже, це є офіційною і остаточною позицією Конституційного Суду України, який розширив своє рішення по справі ad hoc на усі правовідносини.

Таким чином, автор вважає, що наразі відсутня проблема щодо тлумачення терміну “законодавство”, а є проблема з коректним застосуванням термінів «закон» та «законодавство» самим законодавцем. Такий висновок, на жаль, ніяк не допоміг з’ясувати статус тих міжнародних договорів, які набули чинності в інший спосіб, ніж шляхом надання згоди на їх обов’язковість Верховною Радою України, а тому пропоную звернутися до міжнародного права безпосередньо.

Згідно з Віденською Конвенцією “Про право міжнародних договорів” проблема вирішується дуже просто: по-перше, стаття 26 “Pacta sunt servanda” говорить, що кожен чинний договір є обов'язковим для його учасників і повинен ними добросовісно виконуватись. По-друге, стаття 27 “Внутрішнє право і додержання договорів” застерігає: учасник не може посилатись на положення свого внутрішнього права як на виправдання для невиконання ним договору.

Таким чином, недосконаліть правової системи не можуть вплинути на найвищій статус міжнародних договорів, які набрали чинності на території України в її законодавстві (звісно, після Конституції), навіть, якщо ці договорі і не включено офіційно до цього самого законодавства.

Віденська Конвенція не обмежує можливість набрання чинності міжнародним договором виключно ратифікацією його парламентом. Вбачається, що надання згоди на обов’язковість міжнародного договору є волевиявленням суверенної держави, її відповідною дією, яка може виявлятися у різних формах та способах.

Так, згідно зі статтею 11 Віденської Конвенції згоду держави на обов’язковість для неї міжнародного договору може бути виражено: підписанням договору, обміном документами, що становлять договір, ратифікацією договору, його прийняттям, затвердженням, приєднанням до нього, або у будь-який інший спосіб, про який сторони домовились.

У відповідності до положень Віденської Конвенції 1969 року норми Закону України “Про міжнародні договори України” (8) визначають внутрішні правила процедури надання згоди на обов’язковість міжнародних договорів України. Так, ст. 9 закріплює процедуру ратифікації, а також перелік міжнародних договорів, які потребують ратифікації: ратифікація міжнародних

договорів України здійснюється шляхом прийняття закону про ратифікацію, невід'ємною частиною якого є текст міжнародного договору. На підставі підписаного та офіційно оприлюдненого Президентом України закону Голова Верховної Ради України підписує ратифікаційну грамоту, яка засвідчується підписом Міністра закордонних справ України, якщо договором передбачено обмін такими грамотами.

Ратифікації підлягають міжнародні договори України: а) політичні (про дружбу, взаємну допомогу і співробітництво, нейтралітет), територіальні і такі, що стосуються державних кордонів, розмежування виключної (морської) економічної зони і континентального шельфу України, мирні; б) що стосуються прав, свобод та обов'язків людини і громадянина; в) загальноекономічні (про економічне та науково-технічне співробітництво), з загальних фінансових питань, з питань надання Україною позик і економічної допомоги іноземним державам та міжнародним організаціям, а також про одержання Україною від іноземних держав і міжнародних фінансових організацій позик, не передбачених Державним бюджетом України; г) про участь України у міждержавних союзах та інших міждержавних об'єднаннях (організаціях), системах колективної безпеки; ґ) про військову допомогу та направлення підрозділів Збройних Сил України до інших держав чи допуску підрозділів збройних сил іноземних держав на територію України, умови тимчасового перебування в Україні іноземних військових формувань;

д) що стосуються питань передачі історичних та культурних цінностей Українського народу, а також об'єктів права державної власності України; е) виконання яких зумовлює зміну законів України або прийняття нових законів України;

є) інші міжнародні договори, ратифікація яких передбачена міжнародним договором або законом України.

- ст. 12 визначає порядок затвердження міжнародного договору: затвердженню підлягають міжнародні договори України, які не потребують ратифікації, якщо такі договори передбачають вимогу щодо їх затвердження або встановлюють інші правила, ніж ті, що містяться в актах Президента України або Кабінету Міністрів України.

Затвердження міжнародних договорів України здійснюється Президентом України у формі указу щодо: а) міжнародних договорів, які укладаються від імені України; б) міжнародних договорів, які укладаються від імені Уряду України, якщо такі договори встановлюють інші правила, ніж ті, що містяться в актах Президента України.

Затвердження міжнародних договорів України здійснюється Кабінетом Міністрів України у формі постанови щодо: а) міжнародних договорів, які укладаються від імені Уряду України, крім договорів, зазначених у пункті "б" частини другої цієї статті; б) міжвідомчих договорів, якщо такі договори встановлюють інші правила, ніж ті, що містяться в актах Кабінету Міністрів України.

- стаття 13 передбачає приєднання України до міжнародних договорів або їх прийняття: рішення про приєднання України до міжнародних договорів або

про їх прийняття приймаються: а) щодо договорів, які потребують ратифікації, - у формі закону України про приєднання до міжнародного договору або закону України про прийняття міжнародного договору, невід'ємною частиною яких є текст міжнародного договору;

б) щодо міжнародних договорів, які укладаються від імені України, які не потребують ратифікації, - у формі указу Президента України; в) щодо міжнародних договорів, які укладаються від імені Уряду України, які не потребують ратифікації, - у формі постанови Кабінету Міністрів України.

Щодо міжнародних договорів міжвідомчого характеру, то порядок набуття ними чинності визначається Положенням про порядок укладення, виконання та денонсації міжнародних договорів України міжвідомчого характеру, яке затверджене постановою Кабінету Міністрів України від 17 червня 1994 р. № 422. цим положенням передбачено, що згода на обов'язків характер договору виражається шляхом його підписання уповноваженою на те особою (п. 5), затвердження міністерствами, іншими центральними органами виконавчої влади, від імені яких були підписані такі договори (п. 6), приєднання або прийняття (п. 7).

Таким чином, як вбачається із положень Віденської Конвенції 1969 року та Закону "Про міжнародні договори України", в цьому питанні також відсутня проблема: всі міжнародні договори, які набули чинності на території України в будь-який спосіб є частиною національного законодавства; вся справа в недосконалості та неузгодженості самого законодавства.

Щє одна складність пов'язана з терміном "Верховна Рада України" у зв'язку з питанням про можливість застосування положень ст. 9 Конституції до міжнародних договорів Української РСР у період її входження до складу СРСР. Адже Верховна Рада України – це орган, який виник вже після 1991 року, маючи на увазі, що Конституція прийнята в 1996 році і що ми маємо справу з абсолютно іншим органом. Якщо ж звернутися до Закону України "Про правонаступництво України" (9), в статті 6 якого говориться, що Україна підтверджує свої зобов'язання по міжнародних договорах, укладених Українською РСР до проголошення незалежності України, то обґрунтованим є висновок, що міжнародні договори, ратифіковані Президією Верховної Ради УРСР також є частиною національного законодавства України.

Список використаних джерел

1. Конституція України. 28.06.1996. // Відомості Верховної Ради України. – 1996.-№ 30. – С. 141.
2. Ю.О.Бойко. Деякі питання щодо уточнення понять "закон" і "законодавство" в контексті Конституції України. // Проблеми законності. - 2001. - № 46. – С. 13.
3. Рішення Конституційного Суду України у справі за конституційним зверненням Київської міської ради професійних спілок щодо офіційного тлумачення частини третьої статті 21 Кодексу законів про працю України (справа про тлумачення терміну законодавство") N 12-рп/98 від

09 липня 1998 року.
4. Кодекс законів про працю. 10.12.1971. // ВВР УРСР, 1971, додаток до № 50. – С. 375.
5. Закон України “Про Конституційний Суд України”.16.10.1996. N 422/96-ВР.// ВВР України, 1996, - № 49. - С. 272.
6. В.П.Кононенко. Законодавство чи закон. // Право України. // 2004. № 4. С. 96.
7. Закон України "Про міліцію". 20.12.1990. N 565-XII // ВВР УРСР, 1991. - № 4. - С. 20.
8. Закон України “Про міжнародні договори України”. 29.06.2004. № 1906-IV // ВВР України. 2004. - № 50. - С. 540.
9. Закон України “Про правонаступництво України” // ВВР України, 1991. - № 46. - С. 617.

Аннотация

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНВЕНЦИЯ 1921 Г. «О ПРАВЕ НА ОРГАНИЗАЦИЮ И ОБЪЕДИНЕНИЯ ТРУДЯЩИХСЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ» КАК ЧАСТЬ НАЦИОНАЛЬНОГО ЗАКОНОДАТЕЛЬСТВА УКРАИНЫ

Кононенко В.П.

Рассматривается проблема международных конвенций, подписанных в 1921 г. «О праве на организацию и объединения трудящихся в сельском хозяйстве», «О минимальном возрасте допуска детей на работу в сельском хозяйстве», «О возмещении во время нечастных случаев на работе в сельском хозяйстве» как части законодательства Украины. А также особенности определения термина «законодательство».

Abstract

INTERNATIONAL CONVENTION «ABOUT RIGHT FOR ESTABLISHING AND UNITING OF WORKING IN AGRICULTURE» (1921) AS A PART OF NATIONAL LAW OF UKRAINE

V.Kononenko

A matter of the conventions «About right for establishing and uniting of working in agriculture», «About minimal age for admission of children for agriculture works» «About compensation for injures during accidents in agriculture» as a part of Ukrainian law as well as peculiarities of a term «law» determination.

УДК 621.793.7

ИНТЕГРИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ГАЗОПЛАМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ С ЭЛЕКТРОИСКРОВЫМ ЛЕГИРОВАНИЕМ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ИЗДЕЛИЙ

Лузан С.А., к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Исследована возможность интегрирования технологии газотермического напыления с методом электроискрового легирования для обеспечения повышения прочности сцепления покрытия с основой. Разработаны математические модели, позволяющие определить прочность сцепления покрытия из самофлюсующегося сплава ПГ-10Н-01 с основой из стали 45 в зависимости от мощности разряда и материала электрода.

Постановка проблемы. Практика эксплуатации машин и оборудования подтверждает, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя в 80 случаях из 100 является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей [1, 2].

Развитие конструкций машин происходит при постоянном стремлении к увеличению их производительности, что почти всегда сопровождается повышением механической и тепловой напряженности подвижных сопряжений деталей [1]. При этом ставятся задачи достижения высокой надежности и долговечности машины, снижения ее массы, сокращения расхода дефицитных материалов. Известно, что повышение долговечности машины даже в небольшой степени ведет к значительной экономии металла, уменьшению затрат на производство запасных деталей; сокращается число и объем ремонтов, а следовательно, увеличивается количество фактически работающих машин [1].

Поскольку при конструировании машин учитываются и экономические факторы производства и эксплуатации, конструктору необходимо проводить перспективный прогноз длительности использования данной машины с учетом продолжительности эксплуатации машин предшествующих моделей. В ряде случаев этот срок составляет 25 лет, а иногда и более, например, для автомобилей, тракторов, транспортных самолетов, металлообрабатывающих станков [3]. При выборе конструктивного решения необходимо учитывать предстоящие затраты не только на изготовление машины и ее отдельных узлов, но и на обслуживание и ремонт. Последние затраты при длительной эксплуатации машины во много раз больше стоимости ее изготовления. Поэтому проблема повышения срока эксплуатации изделий и деталей, особенно в тех случаях, где их замена или ремонт невозможен по выполнению требований техники безопасности, является актуальной. Одним из эффективных направлений решения этой проблемы – нанесение защитных покрытий газотермическими методами, в т. ч. газопламенным напылением.

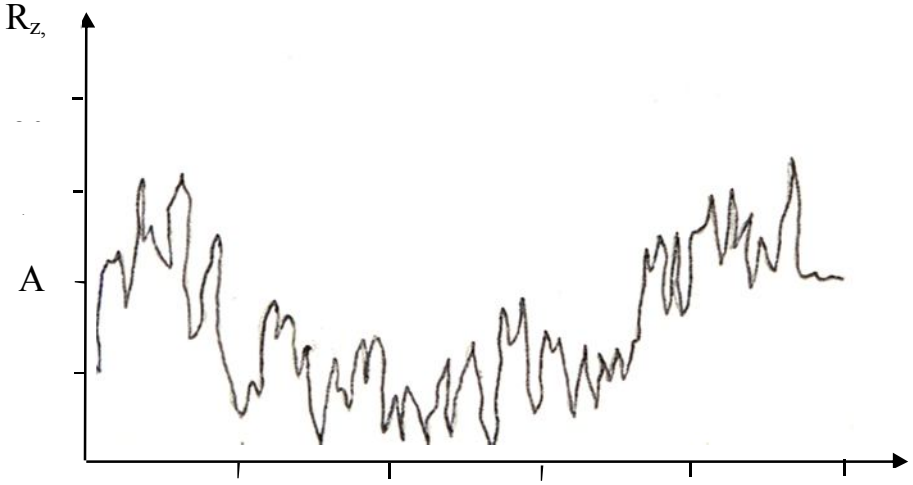
Анализ основных достижений и публикаций.Конкурентные преимущества способов газотермического напыления заключаются в том, что эти технологи позволяют повысить качество выпускаемой продукции и одновременно обеспечить сохранение окружающей среды. Одна из таких технологий – газопламенное напыление - за последние 20 лет получила достаточно широкое применение в различных отраслях промышленности. В Германии в настоящее время работает более 2000 установок газотермического напыления, Китай за последние годы закупил около 500 установок по напылению защитных покрытий. Российские компании используют газотермические технологии напыления для упрочнения деталей оборудования, предназначенного для бурения, нефтедобычи и нефтепереработки, транспортировке нефти и газа, энергетики, деталей автотранспорта и авиации.

Американское Сварочное Общество проводило изучение антикоррозийной защиты, напыляя алюминиевые покрытия на углеродистую сталь. Исследования показали — алюминиевое покрытие толщиной 0,08-0,15 мм, обеспечивают полную антикоррозийную защиту металла-основы в течение 20 лет в морской воде и в жёсткой морской и промышленной атмосфере. Именно по этой причине метод напыления металлов применяется уже более 50 лет для напыления мостов, дымовых труб и деталей, более 20 лет для напыления прибрежных конструкций. В Северном море первым сооружением, которое было покрыто металлическим напылением, стало специализированное оборудование морских платформ, такое как балки сигнального факела, мостиковые перекрытия между платформами и запасные ступеньки, которое невозможно было безопасно заменять. Сейчас практически все детали и корпуса буровых платформ защищаются с помощью применения газопламенного напыления покрытий.

Вместе с тем, у газопламенных покрытий имеется недостаток – низкая прочность сцепления покрытия с основой, высокая пористость, что ограничивает область их применения.

Формулировка целей статьи. Установить возможность интегрирования технологии газотермического напыления с методом электроискрового легирования для обеспечения повышения прочности сцепления покрытия с основой. Разработать математические модели, позволяющие определять прочность сцепления покрытия из самофлюсующихся сплавов системы Ni-Cr-B-Si со стальной основой в зависимости от мощности разряда при ЭИЛ.

Основной материал.Предварительно проведенные исследования зависимости шероховатости обрабатываемой поверхности от мощности разряда при ЭИЛ показали возможность получения шероховатости аналогичной при струйно-абразивной обработке, которая является наиболее распространенным способом подготовки напыляемой поверхности. На рис. 1 приведена профилограмма поверхности образцов из стали 45 после струйно-абразивной обработки электрокорундом марки 14А ТУ 2-036-704-79 зернистостью 0,8 мм. Шероховатость образцов со стали 45 составляет R_z 8,0 мкм.



ис. 1. П[illegible]илогра[illegible] напыля[illegible]й повер[illegible]ости по[illegible]

струйно-абразивной обработки электрокорундом зернистостью 0,8 мм.

Для создания шероховатости на напыляемой поверхности методом ЭИЛ применялись электроды, изготовленные из напыляемого материала ПГ-10Н-01 и нихрома Х20Н80, как близких по химическому составу. Это должно обеспечить формирование наиболее низкого уровня остаточных напряжений в переходной зоне покрытие-основа и основном слое покрытия и повысить прочность сцепления покрытия с основой.

Для проведения эксперимента были изготовлены цилиндрические образцы Ø 22 мм, l=70 мм из стали 45.

Измерение адгезионной прочности испытанием на сдвиг осуществляли на цилиндрических образцах из стали 45 Ø 22 мм, l=70 мм с кольцевым участком покрытия.

Электроискровая обработка производилась до напыления покрытия и в процессе нанесения покрытия за счет смещения зон газопламенного напыления и электроискрового легирования на 1800. Мощность разряда при ЭИЛ составляла 100 Вт(в случае применения электрода из сплава ПГ-10Н-01) и 150 Вт при использовании нихромового электрода Х20Н80, что обеспечивало получение шероховатости напыляемой поверхности Rz 8,0 мкм. Результаты измерения прочности сцепления приведены в табл. 1.

Полученные результаты подтверждают предположение, что ЭИЛ напыляемой поверхности материалом покрытия или близкого по химическому составу повышает прочность сцепления покрытия с основой по сравнению со струйно-абразивной обработкой на 43-56%

С цель получения возможности проектирования покрытия с заданной прочностью сцепления с основой были проведены исследования по определению зависимости прочности сцепления от мощности разряда при ЭИЛ, результаты представлены на рис. 2.

Анализируя характер экспериментальных кривых, можно сделать вывод, что с увеличением мощности разряда при ЭИЛ прочность сцепления покрытия

Таблица 1-Прочность сцепления покрытий ПГ-10Н-01 с основой - сталь 45

№ пп	Способ напыления покрытий	Прочность сцепления, МПа		
		Струйно-абразивная	Электрод ПГ-10Н-01	Электрод Х20Н80
1	Традиционный	23		
2	Интегрированный с ЭИЛ		36	33

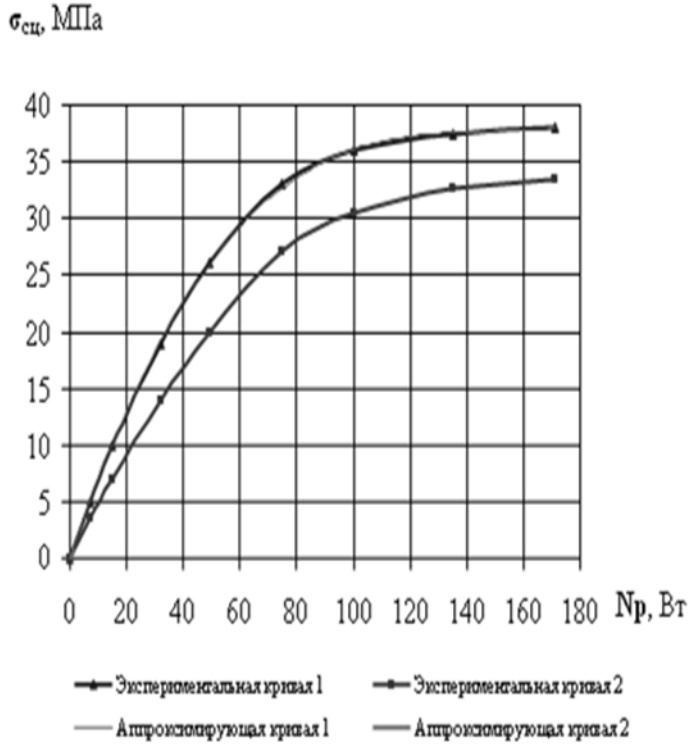


Рис. 2. Прочность сцепления покрытия ПГ-10Н-01 с основой

из стали 45 в зависимости от мощности разряда при ЭИЛ материалами:

1 – ПГ-10Н-01; 2 – нихром Х20Н80

с основой повышается. Характер повышения прочности сцепления у покрытия при использовании в качестве материалов катода сплава ПГ-10Н-01 и нихрома Х20Н80 одинаковый. Более высокая прочность сцепления покрытия ПГ-10Н-01 с основой из стали 45 обеспечивается при применении электрода, изготовленного из материала покрытия ПГ-10Н-01.

Аппроксимируя экспериментальные зависимости, получили следующие уравнения, которые представляют собой полиноминальные функции третьей степени

$$\sigma_{сц1} = 1 \bullet 10^{-5} N_p^3 - 0{,}005 N_p^2 + 0{,}746 N_p - 0{,}022 \qquad (1)$$

$$\sigma_{сц2} = 4 \bullet 10^{-6} N_p^3 - 0{,}003 N_p^2 + 0{,}535 N_p - 0{,}183 \quad (2)$$

Коэффициенты корреляции составляют $R_1^2 = 0{,}9999$ и $R_2^2 = 0{,}9995$. Полученные теоретические зависимости (4.63, 4.64) представляют собой математические модели прочности сцепления покрытия ПГ-10Н-01 с основой из стали 45 в зависимости от мощности разряда при ЭИЛ электродами из сплава ПГ-10Н-01 и нихрома Х20Н80.

Учитывая, что напыляемый порошок марки ПГ-10Н-01 является представителем группы порошковых материалов из самофлюсующихся сплавов, можно предположить, что и для других порошковых материалов этой группы зависимость прочности сцепления от мощности разряда будет аналогичной. Тогда, обобщая выражения (1-2), получим следующее уравнение

$$\sigma_{ñö} = \grave{A}_1 N_p^3 - \hat{A}_1 N_p^2 + C_1 N_p - \hat{E}_1 \quad (3)$$

где: A_1, B_1, C_1, K_1 – постоянные для данного материала покрытия, основы и электрода.

Полученное выражение (3) представляет собой математическую модель прочности сцепления покрытия системы Ni-Cr-B-Si с основой из стали в зависимости от мощности разряда при ЭИЛ.

Также были проведены исследования влияния ЭИЛ на микротвердость напыленных покрытий. Для исследования микротвердости покрытий был определен их фазовый состав на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3 в медном излучении (λCu) с графитовым монохроматором. Рентгенограмму снимали с вращением образцов в интервале двойных углов от 32 до 1000 при напряжении 30 кВ и токе на трубке 30 мА. Скорость развертки составляла 4 град/мин, скорость движения диаграммной ленты 1800 мм/ч. Установлен фазовый состав напыленных покрытий - твердый раствор на основе Ni, Ni3B и Ni.

Исследование микротвердости напыленных покрытий проводили на приборе ПМТ-3 при нагрузке 100 г. В табл. 2 представлена средняя микротвердость покрытий по измерению твердостей основных фаз.

Таблица 2-Средняя микротвердость покрытий ПГ-10Н-01

№ п/п	Способ напыления покрытий	Средняя микротвердость покрытия, Н100
1	По традиционной технологии	810
2	Интегрированный с ЭИЛ	832

Измерение пористости напыленных покрытий, которые выполнялись по общепринятой методике гидростатическим взвешиванием (ГОСТ 18893-73), показало снижение с 9–12% при традиционном напылении до 4,3-6,2% при газопламенном напылении интегрированным с ЭИЛ.

Металлографические исследования свидетельствуют об улучшении контакта покрытия с основой при подготовке поверхности ЭИЛ, поскольку пористость на границе раздела покрытие-подложка практически отсутствует.

Полученные результаты увеличения прочности сцепления покрытия с основой, микротвердости, снижения пористости свидетельствуют об изменении структуры напыляемого материала, сопровождающееся улучшением его механических характеристик. Эти изменения в структуре покрытия и переходной зоне покрытие-основа происходят в результате дополнительного за счет электроискровой обработки пластического деформирования напыляемого покрытия.

Выводы

1.Интегрирование технологии газопламенного напыления с электроискровым легированием повышают качество напыленных покрытий.

2.Разработанные математические модели позволяют определить прочность сцепления покрытия из самофлюсующегося сплава ПГ-10Н-01 с основой из стали 45 в зависимости от мощности разряда и материала электрода. Также предложена математическая модель прочности сцепления покрытия системы Ni-Cr-B-Si со стальной основой в зависимости от мощности разряда при ЭИЛ.

Список использованных источников

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): Учебник / Гаркунов Д.Н. – М.: “Издательство МСХА”, 2002. - 632 с.
2. Хебды М., Чичинадзе А.В. Теоретические основы. Том 1, Справочник по триботехнике в трех томах / М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М. : Машиностроение, 1989. – 400 с.
3. Кугель Р.В. Основные задачи проблемы надежности машин / Р.В. Кугель // Вестник машиностроения. – 1981. - № 11. - С. 49-55.

Анотація

ІНТЕГРАЦІЯ ТЕХНОЛОГИ ГАЗОПОЛУМ'ЯНОГО НАПИЛЕННЯ З ЕЛЕКТРОІСКРОВИМ ЛЕГУВАННЯМ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИРОБІВ

Лузан С.А.

Досліджена можливість інтеграції технології газотермічного напилення з методом електроіскрового легування для забезпечення підвищення міцності зчеплення покриття з основою. Розроблені математичні моделі, що дозволяють визначити міцність зчеплення покриття із сплаву ПГ-10Н-01, що самофлюсується, з основою зі сталі 45 залежно від потужності розряду і матеріалу електроду.

Abstract

INTEGRATE TECHNOLOGY GASOFLAME EVAPORATIONS WITH ELECTROSPARK LEGION FOR ENSURING THE SAFE USAGE PRODUCT

S.Luzan

The Explored possibility to integrated technologies gasothermal evaporations with method electrospark legion for provision of increasing to toughness of the traction of the covering with base. Development mathematical models, allowing define toughness of the traction of the coating from itselfgumboil alloy PG-10N-01 with base from steel 45 depending on powers of the discharge and material of the electrode.

УДК 662. 636.

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИБОРУ ТИПУ І ТИПОРОЗМІРУ МЕХАНІЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОФІКОВАНИХ ДВИГУНІВ

Дьяконов О.В., інж.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Проведено багатокритеріальний аналіз запропонованого обладнання для підготовки палива та завантаження його в газогенератор.

В процесі природного проріджения в різних типах екосистеми, особливо лісових, відбувається накопичення мертвих органічних залишків. Так для листяних і широколистяних лісів загальна річна кількість опадання становить 50-70 ц/га, проте в окремих випадках, наприклад, в осикових лісах, кількість опадання значно вища і досягає 130 ц/га, що пояснюється вмістом значної кількості саме деревних залишків – так званий відпад – неліквідна деревина, стовбури, великі гілки. Не можна допускати, щоб корисна сировина спалювалась або згнивала. Все це теж необхідно використовувати як паливо.

Ми проаналізували основні способи утилізації відходів деревообробки та лісозаготівлі – безпосереднє спалювання з отриманням теплової енергії і газифікацію з виробленням електричної і теплової енергії. Сучасні газогенератори виявилися ефективнішими не лише з точки зору отримання енергії, а й впливу на навколишнє середовище. Отримання електроенергії в установках безпосереднього спалювання відходів не має практичної цінності через низький ККД та низку інших проблем. Газогенератори дають досить ефективне паливо для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), двигунів Стерлінга або невеликих турбін, які забезпечують досить високу рентабельність вироблення електроенергії.

Сучасні газогенератори дають змогу використовувати в якості палива подрібнену низькосортну деревину будь-яких порід, відходи рубки, деревообробки (кору, тирсу, стружку),а також значну частку побутового сміття (макулатуру, ганчір'я, навіть пластик) та сільськогосподарські відходи.

Досить цікавим напрямом використання рослинної біомаси як енергоносія, є спалювання її ущільненому стані у вигляді гранул чи брикетів із більш повільним і контрольованим згоранням.

В Швеції планують найближчими роками всю сільськогосподарську техніку перевести на газогенераторні двигуни. Таке використання газогенераторної установки втричі дешевше, ніж робота на солярці, газі або бензині, що здешевить виробництво с-г культур.

Зараз учені багатьох країн працюють над удосконаленням газогенераторних пристроїв. Газогенераторними називають такі автомобілі(трактори), двигуни яких працюють на газі, що одержаний шляхом газифікації твердого палива в спеціальній установці (газогенераторі).

Це перспективна екологічно чиста технологія майбутнього із історії.

Газогенератори для автомобілів виготовлялися в Харкові заводом "Свет шахтёра". В 1938 році вони були випробувані і запущені у виробництво. Так ЗИС-13 і ЗИС-21 мали вантажопідйомність 2,5т. Шести циліндрові двигуни потужність 45 к. с. розвивали швидкість автомобіля 45 км/год., із розходом палива (деревних чурок) 80-100 кг на 100 км. В 1941 році в СРСР було 200 тис. автомобілів, у світі 1 млн. штук. В 1946 році дослідження були закриті, а результати дослідження забуті. У нашій країні експлуатація газогенераторних двигунів продовжувалась до 1965 року. Припинення дослідження та експлуатації було зумовлено низькими цінами на паливо нафтового походження.

Зараз доцільно розробляти сільськогосподарські (лісогосподарські) газогенераторні модулі та підвищувати їх експлуатаційні характеристики, шляхом регулювання параметрів газоутворення. Технічна проблема експлуатації газогенераторної техніки – це підготовка палива та завантаження його у модуль. Для отримання генераторного газу можна використовувати практично всі види твердого палива. Велике значення при виборі палива є розповсюдження його в районі експлуатації газогенераторної техніки, легкість заготовки, дешевизна і можливість безперебійного використання.

Спеціалістами Житомирського національного агроекологічного університету установлено, що вартість 1 м3 генераторного газу, отриманого з відходів лісопильних підприємств складає, 0,18 грн./м3 . З мертвих органічних залишків лісу – це буде становити 0,11 грн./м3.

Основні вимоги до палива полягають в наступному: невисока вологість і зольність, малий вміст сірки і кислот, достатня активність горіння для забезпечення швидкого розпалювання, одноманітність форми і розмірів, достатня механічна міцність і дешевизна. Найкращим паливом можна вважати відходи твердих листяних порід: дуб, граб, береза, ясен, бук, клен, берест, а потім тверді шпилькові, нижче за теплотворністю є м'які породи: липа, вільха, осина, ялина, верба. На смоли шпилькових порід неліквідної деревини не треба

звертати увагу, так як ця речовина повністю згорає в газогенераторі.

Як паливо в газогенераторних пристроях досить часто використовується деревне вугілля з розмірами кусків 35-50 мм. Воно гарно газифікується і дає стійкий однорідний газ. Газогенераторні пристрої для використання деревного вугілля легкі і прості по конструкції. Для отримання однієї потужності двигуна деревного вугілля необхідно використати десь в два рази менше чим неліквідної деревини. В той час деревне вугілля має ряд недоліків: крихке, легко перетирається на пил, неоднорідне. Для газогенераторів досить рідко використовується торф'яний кокс, напівкокс із бурого вугілля, "орешек" і "семечко" із антрацита. Гарне паливо для газогенераторних модулів можна отримати після ущільнення рослинної біомаси.

Паливо із неліквідної деревини використовується у вигляді дрібних кусків (чурок) з розміром сторін від 4 до 8 см і довжиною в середньому 20-30 см.

Великі куски можуть заклинюватись в топках та зависати і перешкоджати повільному опусканню палива при його горінні. Розпилювання та приготування колотих дров - дуже трудомістка операція. Ось чому нами розроблена конструктивно-технологічна схема підготовки неліквідної стовбурної деревини, хмизу та тирси як палива для газогенераторних двигунів, а щоб не було простоїв машини – до опалення приміщень (котлоагрегатів, камінів, домашніх печей).

При аналізі та використанні конструктивно-технологічних схем підготовки палива особливо в ринкових умовах стає питання гнучності (адаптивності). Зараз навіть появився новий термін "адаптроніка", який визначає новий підхід до проектування технічних об'єктів, який є в наданні їм високої здатності адаптації до змін факторів навколишнього середовища.

Основна задача машини – це підготовки палива для газифікованих двигунів. Аналіз показує, що при розробці гнучкої технологічної системи з підготовки палива для газифікованих двигунів найбільші труднощі представляє розробка техногенного механотронного модуля, який задає необхідний комплекс машин.

Основні корпусні вузли виконуються у вигляді спільного корпуса – моноблока зварювальної конструкції коробчастої форми, який має відсіки для установки у них автономних заміняючи блоків різного функціонального значення.

На рис.1 на основі розробок представлено машину для підготовки палива для газифікованої мобільної техніки. Вона складається із рами 1, двигуна 2. На рамі 1 можуть кріпитися технологічні модулі:

А – для поперечного різання деревини;

Б – для розколювання чурбаків на дрова;

В – для збору і пресування(ущільнення)біомаси;

Г – для подовжнього різання та стругання деревини;

Д – для подачі оливи під тиском;

Е – для подачі оливи під тиском та крутячого моменту;

Є– для подрібнення біомаси.

На валу двигуна 2 машини в складі модулів А, Б, В, Г. Д,Є,Е з однієї сторони установлена гідро-насосна станція 3, а з другої – клинопасова передача 4 для привода технологічного вала 5 та пильного диска 6. Пильний диск 6 закритий кожухом 7. Бункер 8 слугує для накопичення тирси. Контролює накопичення тирси в бункері датчик 9 він вмикає систему пересування тирси 10, яка складається із гідроциліндра 11, поршня 12, циліндра пересування 13, тирси 14.

На рамі 1 пристрою для переробки неліквідної деревини на дрова також установлена система надвигання 15 стовбура неліквідної деревини на пильний диск 6 та система розколювання чурбаків на дрова 16.

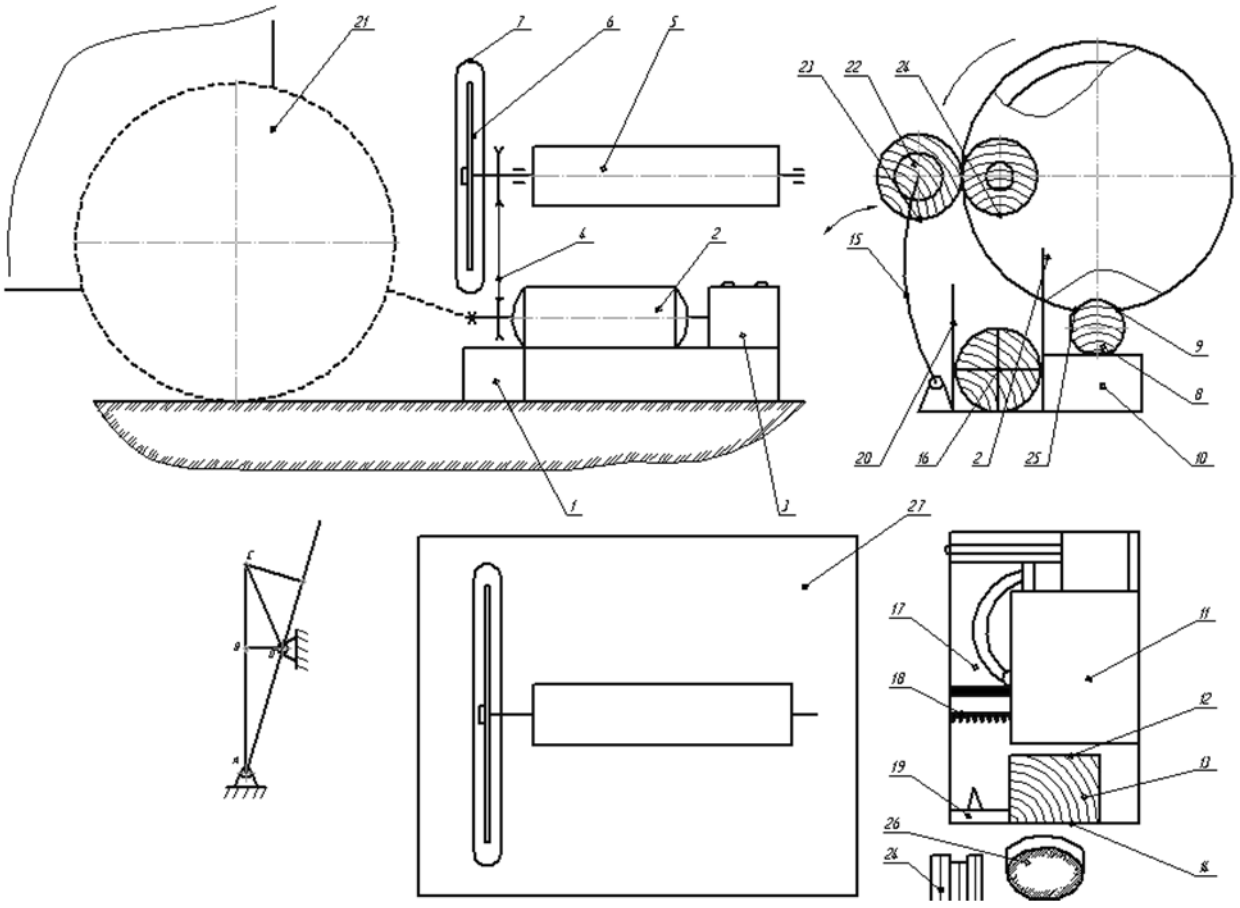


Рис.1 Машина для палива для газифікованої мобільної техніки

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Оператор кладе стовбур неліквідної деревини 22 довжиною 1,5-2м на лоток 23 та подає його на пильний диск 6. Відрізається чурок 24, який під силою тяжіння падає по направляючим 20 між повзуном 18 та ножем 19.

При подачі оливи до гідроциліндра 17 повзун 18 тисне на чурок 24 та насуває його на ніж 19 і розколює дрова24. В процесі пиляння утворюється тирса, яка збирається в бункері 8. При наповненні тирсою 14 бункера 8 датчик 9 дає команду для подачі оливи до гідроциліндра 11 та подачі тирси до циліндра пересування 13. В циліндрі пересування поршень 12 насувається на тирсу 13 та пресує її. В кінці цього процесу відкривається затвор 14 і виштовхується паливна пігулка 26.

В місцях накопичення сировини та її реалізації при незначних витратах є можливість навісити пристрій на трактор 21 і використовувати його двигун та гідросистему.

В даному випадку важливо приєднувати газогенераторну установку змонтовану на причепі до двигуна трактора. Живлення двигуна генераторним газом здійснюється через гнучкий шланг. З впускного трубопроводу газ, в суміші с повітрям потрапляє до циліндрів двигуна. В кінці такту стиску до циліндра впорскується дизельне паливо, що виконує роль іскри запалювання. Його частка має бути на рівні 20-30%. Газогенераторна установка споживає паливо підготовлене цією машиною.

За допомогою пристрою для переробки неліквідної деревини на дрова є можливість розпилювати повздовж та простругувати її. Для цього знімається захисний кожух 7 з пристрою та встановлюється технологічний стіл 27. Із захисним пристроєм для пильного диску.

Завантаження газогенератора паливом можливе через трубопровід з діаметром рівним діаметру порції в'язанки дров.

Створений пристрій для переробки неліквідної деревини на дрова досить гнучко перебудовується на виконання нових операцій.

Технологічну систему, так як і окремі мехатронні модулі машини, можна оцінити наступними характеристиками: загальними, технологічними, економічними і системними. До загальних характеристик в першу чергу відносять продуктивність, універсальність і гнучкість.

Для визначення значення $R_ц$ (плече зусиль на шток гідроциліндра) використовуємо рис. 1 Вхідною величиною механізму повороту маятника, як вказано вище, являється переміщення штока гідроциліндра. Тому гідроциліндр (ланка АС) можна розглядати як ланку змінної довжини, так для вводу:

$$AC = (L\max - y), \tag{1}$$

а для вивода:

$$AC = (L\min + y), \tag{2}$$

де Lmax; Lmin – максимальна і номінальна між точками приєднання гідроциліндра,м;

Переміщення штока гідроциліндра викликає зміну величини плеча ОВ зусилля на штокові яке можна визначити із трикутників ОВС і АВО

$$OB = \frac{\sqrt{4CO^2 \cdot AC - (CO^2 - AO^2 + AC^2)}}{2AC}, \tag{3}$$

де СО – радіус кривошипа маятника, м;

ВС – проміжок між точкою перерізу перпендикуляра, опущеного із точки О на шток гідроциліндра і його кінцем , м;

АО – проміжок між нерухомими точками гідроциліндра і маятника, м;

Підставивши значення АС в рівняння і знаючи, що ОВ = $R_ц$ отримаємо:

для вводу:

$$R_ц = \frac{\sqrt{4CO^2(L\max - Y)^2 - (CO^2 - AO^2 + (L\max - Y)^2)^2}}{2(L\max - Y)}, \quad (4)$$

для виходу:

$$R_ц = \frac{\sqrt{4CO^2(L\max + Y)^2 - (CO^2 - AO^2 + (L\max + Y)^2)^2}}{2(L\max - Y)}, \quad (5)$$

Результати показують, що при вводі плече зусиль на шток гідроциліндра збільшується , і тому, конструкція механізму подачі обґрунтована.

На наш погляд виходячи зі зростаючих цін на природний газ, енергозалежності від Росії та рівня цін на енергоносії в Європі потрібно проводити негайні зміни в енергетичній політиці: впроваджувати енергозбереження, використовувати нетрадиційні види палива, застосовувати сучасне обладнання та технології.

Висновки

1.Критерієм сталого розвитку України є екологічно чисті гнучкі технології, які за своєю природою є поновлювальними ресурсами акумульованої сонячної енергії.

2.Вирішення інженерних проблем щодо виробництва і використання біомаси дозволить покращити економічний стан навколишнього середовища шляхом зменшення викидів токсичних речовин.

3.Використання мехатронного підходу при проектуванні дозволило

- отримати високу ефективність і безпеку управління складними функціональними рухами їх робочих органів;
- реалізувати модульний принцип побудови з мінімальним числом функціональних блоків і конструктивних елементів, що дає можливість покращити технічне обслуговування, створити умови для уніфікації і мобільної адаптації обладнання до різних умов експлуатації;
- покращити масо-габарітні характеристики, збільшити надійність, знизити вартість.

4.Використання газогенераторної техніки та розроблена конструктивно-технологічно схема підготовки палива забезпечить енергетичну автономність сільськогосподарського виробництва.

Список використаних джерел

1. Наянзин Н. Г. Системное проектирование гибких производственных систем. – М.: НИИМаш, 1984.
2. Цвиркун А.В. Структура сложных систем. – М.: Радио, 1995.
3. Ginterova A. Nitrogen fixation by hinger fungi // Biologia (Bratislava) 1993. - 28. No. 2 – P. 199 – 202.
4. Директива 2009/28/ЕС Європейського Парламенту та Ради Європи від 23 квітня 2009 року «Щодо сприяння використання енергії відновлюваних джерел та внесення змін (анулювання) деяких вимог Директив 2001/77/ЕС та 2003/30/ЕС»

5. Серій Кандил. Вимоги сталості до біопалива в ЄС: наслідки для виробників сировини в Україні. – К., 2010 (Серія консультативних робіт [AgPP №29]).
6. Станев А., Куценко Е., Внедрение положений Директивы ЕС в национальное законодательство. опыт Германии: Доповідь/Питання сталого розвитку в секторі біомаси в Україні: міжнародний семінар, 25-26 травня 2010 р. (Київ).
7. Штрубенхофф Х., Кандул С., Новые требования к сырью для биотопливной промышленности в ЕС: что нужно знать украинским аграриям: Доповідь// Стан та перспективи впровадження біопалива в Україні: науково-практична конференція. – 16 червня 2010 р. (Київ).
8. Самилін О.О., Цивенкова Н.М., Голубенко А.А. Сучасні енергоефективні технології використання відходів біомаси в сільському, лісовому та комунальному господарствах. – Вісник ЖНАЕУ №1.2009 – с.269-278.

Аннотация

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТИПА И ТИПОРАЗМЕРА МЕХАНИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ТОПЛИВА ДЛЯ ГАЗОФИЦИРОВАНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Дьяконов А.В.

Проведено многокритериальный анализ предлагаемого оборудования для подготовки топлива и загрузки его в газогенератор.

Abstract

METHODICAL RECOMMENDATIONS ON CHOOSING THE TYPE AND SIZE OF THE MECHANIZED COMPLEX FOR THE PREPARATION OF FUEL FOR GAZOFICATIONS ENGINES

A. Dyakonov

A multicriteria analysis of the proposed equipment for fuel preparation and loading it into the gasified.

УДК 613.62.: 338.43

МЕТОДИ САМОКОНТРОЛЮ ОХОРОНИ ПРАЦІ

І.В. Думенко, к.т.н., С.К. Бука, ст. вик.

Миколаївський державний аграрний університет

Розглянуті проблеми навчання та самоконтролю працівників сільського господарства з охорони праці. Запропоновані методи самоконтролю фермерів та одноосібних працівників АПК.

Постановка проблеми. У сільському господарстві 90% нещасних випадків пов’язано із ставленням працівника до праці, майже 66% нещасних випадків зі смертельним наслідком сталися з організаційних причин, з технічних – 18%, з психофізіологічних – 16% .

Значна кількість нещасних випадків сталася – при відсутності у постраждалих захисних засобів (до 25%), відсутність або несвоєчасне навчання працівників безпечним методам праці (19,2%).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед потерпілих працівників 41% становлять такі, що взагалі не навчались за тією професією чи видом робіт, під час виконання якої стався нещасний випадок, 23% не проходили відповідно вступний інструктаж та первинний (повторний) інструктаж, 36,7% не проходили перевірку знань на виконання робіт підвищеної небезпеки [1].

Постановка завдання. З метою поліпшення умов праці та зменшення ризиків виробничого травматизму і професійних захворювань, крім Концепції Загальнодержавної програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища на 2006-2011 роки (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 11 травня 2006 р. № 269-р), розроблено Концепцію з організації охорони праці в аграрному секторі в умовах реформування, яка покладена в основу розробки галузевої програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці і виробничого середовища в агропромисловому виробництві. Програма передбачає перегляд відповідно до нових економічних умов і вимог нормативно-правових актів Положення про систему управління охороною праці в аграрному секторі економіки, організацію роботи щодо створення районних (міжрайонних) консультаційних пунктів для надання методичної допомоги з питань охорони праці на підприємствах усіх форм організації праці, розроблення та впровадження системи самоконтролю безпеки і охорони праці для фермерів і одноосібних підприємств, які не використовують найману працю, та інші заходи.

Виклад основного матеріалу. В Україні сьогодні біля 43 тис фермерських господарств. Вони обробляють більше 4,5 млн. гектарів ріллі. В Україні 1,2 млн. приватних осіб, що володіють землею, а може й більше тому, бо не всі враховані статистикою. [2]. На фермерські та особисті сільськогосподарські господарства припадає більше 60% усього валового сільськогосподарського виробництва. Молоком вони забезпечують населення на 80%, овочами і картоплею – більше ніж на 90%, 68%-72% м’яса виробляється на приватних та невеликих фермерських господарствах.

Контроль – функція, яка виконує стабілізуючу роль у системі управління. Контроль і нагляд за станом охорони праці на підприємстві спрямовані на виявлення відхилень від вимог правил, норм, стандартів, інструкцій та законодавства з охорони праці з метою вживання відповідних заходів до їх усунення.

Цей контроль і нагляд здійснюють керівники підприємства та його підрозділів, робітники, а також відомчі, профспілкові й державні органи та прокуратура.

На підприємствах контролюють стан охорони праці: керівник (власник), його заступники, головний інженер, служба охорони праці, головні спеціалісти, начальники цехів, ділянок, змін, майстри, бригадири, працівники.

Оперативний контроль з боку керівників робіт і підрозділів підприємства проводиться згідно із затвердженими посадовими обов’язками.

Адміністративно-громадський контроль за станом охорони праці проводиться згідно з розробленими програмами. При цьому перевіряється виконання заходів для усунення порушень, які були виявлені під час попередніх перевірок; стан безпеки виробничого обладнання, вантажопідйомних і транспортних засобів, електрообладнання; стан робочих місць; додержання вимог стандартів, правил, норм, інструкцій і трудового законодавства; наявність і справність засобів колективного та індивідуального захисту; наявність інструкцій з охорони праці й посвідчень про атестацію робітників, що обслуговують об'єкт підвищеної небезпеки.

На фермерських та одноосібних господарствах контроль за дотриманням вимог охорони праці повинен здійснювати сам фермер або одноосібний підприємець.

Для здійснення самоконтролю фермеру потрібна методична допомога яку ніяка організація, установа йому не надає, а тільки планують створити консультативні районні (міжрайонні) консультаційні пункти для надання методичної допомоги з питань охорони праці на підприємствах усіх форм організації праці.

Дуже серйозною проблемою, що цікавить багатьох вчених різноманітних країн і дотепер, є мотивація безпечної поведінки працюючих на виробництві, їх відношення до проблем охорони праці.

Навчання відносять до основного етапу формування безпечної поведінки працюючих, що має своєю метою схиляти працівників до правильного застосування придбаних ними знань.

Як показують численні дослідження поведінка працівників часто не відповідає вимогам охорони праці, що призводить до нещасних випадків. Було виявлено багато різних чинників які впливають на таку поведінку. Велика частина працівників сільського господарства переконана, що керівники підприємства та спеціалісти не вважають вимоги безпеки праці важливими, тому що не роблять відповідних зауважень у випадку їх порушень, проведення інструктажів проводиться формально, урахування дотримання правил безпеки працюючими відсутнє у системах заохочень і стягнень.

Дані про проведення інструктажів, навчання та перевірки знань з охорони праці свідчать, що зазначені заходи або проводяться формально, або надана працівникам у процесі здійснення цих заходів інформація надалі ігнорується.

Впровадження нової техніки і прогресивної технології у сільському господарстві викликає необхідність удосконалення професійної підготовки працюючих, якісно нового підходу до навчання безпечним прийомам і методам праці, ставить підвищені вимоги до якості і результатам навчання.

Дуже вагомим фактором, що визначає високий рівень смертельного травмування працівників, є недосконаліть інструктивного матеріалів та відсутність методичного обґрунтування щодо форми викладання застережливих вимог.

Тому ключовим напрямком у багатоцільовій програмі працеохоронній діяльності повинно бути підвищення професійної компетентності, відповідальності працівників, формування їхнього світогляду, що дало б змогу

підвищити надійність цієї ланки і мінімізувати його вплив як ризик – фактора (джерела ризику). Від того, чи зуміємо ми використати величезний потенціал здібностей і позитивних якостей людини, чи зуміємо ми знайти форми і методи впливу на цей суперечливий (соціальний) фактор залежить, чи зможемо ми вирішити проблеми охорони праці. Однак у будь-якому випадку вирішення проблем варто шукати в психології та у мотивах, якими керуються люди під час виконання трудових обов'язків .

Творча особистість «Сама себе здійснює, тобто зберігає і розвиває у матеріальному світі». Енгельмар, розглядаючи процес творчості, виділяв у ньому три основні компоненти: інтуїтивний, дискурсивний, активний. Від активного фактора залежать спритність, умілість, вміння людини. [5]

У теперішній час спеціалістам будь-якого рівня особливо необхідні глибокі знання основ охорони праці та вміння користуватися довідками і нормативними матеріалами. Об'єм знань, які вимагаються по охороні праці, та кількість нормативних і інструктивних матеріалів дуже багато. Науково-технічна революція формує потік загальної і спеціальної інформації, що швидко збільшується, та щорічне старіння приблизно 20% прикладної інформації.

Один раз придбані знання вимагають постійного поповнення, удосконалення, накопичення, так як для пам'яті людини характерні «зникнення», старіння, утраті семантичної і практичної цінності інформації. Наприклад, через 6 днів, після придбання потрібної цінності інформації у пам'яті людини залишається 28% її об'єму. Проста інформація забувається у дев'ять разів швидше складної, теоретичної. Сучасний інженер за п'ять років утрачає 80% усіх знань, коли постійно не поповнює їх.

З точки зору безпеки праці «зникнення» знань збільшує ймовірність травмування, робить працюючу людину незахищеною від впливу на нього небезпечних виробничих факторів. Інструктажі і навчання безпечним методам праці, які здійснюються періодично, впливають на зменшення ймовірності одержання травми.

Здобути успіху у професійній підготовці працюючих, озброювати їх необхідними знаннями з безпеці праці можливо тільки при використанні методів активного навчання, які дозволяють не тільки одержувати та максимально засвоювати інформацію у відповідності з учбовою програмою, але й придбати необхідні практичні навички по забезпеченню безпечних умов праці на виробництві [6].

Проблема у здійсненні самоконтролю полягає ще й у тому що на сьогодні у державі діє велика кількість нормативно – правових документів з питань охорони праці плюс фермери виконують багато різнопланових робіт які потребують і різного підходу у вирішенні питань охорони праці.

Висновоки

1.Для надання інформаційно – консультативної допомоги фермерам та одноосібним підприємцям необхідно при Фонді державного соціального

страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, котрі спричинили втрату працездатності створити Центри інформаційної допомоги або назвати їх інакше. У функціональних обов'язках Фонду існує функція навчання працівників з питань охорони праці а інформація це основа навчання. Укомплектувати Центр фахівцями: агрономами, економістами, юристами, фахівцями з питань охорони праці, зооінженерами, бухгалтерами, фахівцями з податків. Можливо організувати роботу Центра через Інтернет у режимі реальності.

2.Після розпаювання землі на селі утворилося багато приватних підприємств. Їхні власники, з одного боку, зацікавлені в якісному виконанні робіт найманими працівниками, а з другого – недостатньо дбають про виробничу безпеку. Чому? Аналіз показує, що головна причина такого становища – відсутність у керівників знання нормативних документів. [3]

3.В організації самоконтролю дотримання вимог охорони праці фермерами та одноосібними підприємцями сільськогосподарського виробництва виникають проблеми різного характеру. Перше – це психологічний аспект, переконати фермера та одноосібного підприємця що потрібно займатися питаннями охорони праці. Друге – забезпечити фермерів та одноосібних підприємців законодавчо – нормативними актами з питань охорони праці. Трете необхідність надання консультативно–методичної допомоги та інші проблеми. Зважаючи на кількість фермерських господарств ці проблеми збільшуються.

Список використанох джерел

1. В. Ткачов Продовжити практику перевірок. Ж. Охорона праці №4 – 2007р. с.23.
2. В. Львов «Фермери стремятся к диалогу со страховщиками». Генеральний директор асоціації фермерів України. «Вестник Прибужья» – 2010.
3. В.Гаврилюк «Проблемні питання в сільгоспвиробництві» Мінагрополітики. Охорона праці. - №1, – 2009р. с.16.
4. Роменець В.А., «Історія психології XX століття» К. «Либідь» – 2003.
5. Лущенков В.Л., Бутко Д.А., Рогач Ю.П., Петров В.В. Методичні основи навчання і пропаганди питань з охорони праці . За ред. Ю.П.Рогача., Сімферополь „Бізнес - Інформ", – 2002. – 240 с.
6. В.Сердюк, "Про впровадження системи менеджменту професійної безпеки і здоров'я". – Вінниця "Охорона праці" - №2, – 2004 р.

Аннотация

МЕТОДЫ САМОКОНТРОЛЯ ОХРАНЫ ТРУДА

И.В. Думенко, С.К.Бука

Рассмотренные проблемы учебы и самоконтроля работников сельского хозяйства из охраны труда. Предложенные методы самоконтроля фермеров и единоличных работников АПК.

Abstract

METHODS OF SELF-CONTROL OF LABOUR PROTECTION

I. Dumenko, S.Buka

Considered problems of studies and self-control of workers of agriculture on a labour protection. Offered methods of self-control of farmers and individual workers of agroindustrial complex.

УДК 351.78

ОСОБЛИВОСТІ ВІДШКОДУВАННЯ ШКОДИ,ЗАПОДІЯНОЇ ДЖЕРЕЛОМ ПІДВИЩЕНОЇ НЕБЕЗПЕКИ.

Таран Ю.С., асист.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статті розглянуто особливості правового регулювання відшкодування шкоди, заподіяної автотранспортним засобом як одним із видів джерел підвищеної небезпеки, проаналізоване поняття "володілець джерела підвищеної небезпеки". В результаті розгляду запропонована доцільність заміни терміну "володілець джерела підвищеної небезпеки" для визначення суб'єкта даного зобов'язання, терміном "заподіювач шкоди".

Ключові слова .Володіння, володілець джерела підвищеної небезпеки, умови виникнення відповідальності за шкоду, заподіяну автотранспортним засобом, моральна шкода.

Мета статті полягає в визначенні особливостей відшкодування шкоди, заподіяної автотранспортними засобами, на цій основі конкретизувати порядок вирішення низки спірних питань, що виникли в теорії цивільного права та практиці застосування правових норм, і розробити науково обґрунтовані рекомендації щодо розвитку та підвищення ефективності інституту деліктної відповідальності, зокрема за шкоду, заподіяну автотранспортними засобами як одного із видів джерел підвищеної небезпеки.

Актуальність теми. Останнім часом кількість автотранспортних засобів, на наших вулицях збільшується з кожним днем, що призводить до зростання ризику можливих та збільшення фактичних випадків дорожньо-транспортних пригод. Неможливість повного контролю експлуатації автотранспортних засобів з боку людини викликала необхідність віднести їх до джерел підвищеної небезпеки та приділити особливу увагу правовому регулюванню відповідальності за шкоду, заподіяну цим джерелом підвищеної небезпеки. Відшкодування шкоди, заподіяної автотранспортними засобами є актуальним питанням як в теоретичному, так і в практичному плані, про що свідчать велика кількість судових спорів. Тому правильне з'ясування всіх аспектів цієї

проблеми має надзвичайно важливе значення. Актуальність даної статті обумовлюється основним завданням будь-якої демократичної держави створити ефективну систему захисту прав і свобод людини.

На мою думку, в сучасний період бракує системних монографічних праць із загальнотеоретичних і прикладних проблем відшкодування шкоди, заподіяної автотранспортними засобами. Дослідженням даної теми займались такі відомі цивілісти як О.Л. Жуковська [4], А.І.Загорулько[5], О.О. Красавчиков[6], Г.Л. Пендяга [9] С.Н. Приступа[7], А.О. Собчак, В.Т. Смирнова [10] та інші.

Сьогодні правовідносини по відшкодуванню шкоди, заподіяної автотранспортними засобами, регулюються Цивільним кодексом України, постановою пленуму Верховного суду України від 21. 03. 1992 , № 6 "Про практику розгляду судами цивільних справ за позовами про відшкодування шкоди», методикою товарознавчої експертизи та оцінки дорожніх транспортних засобів", затвердженою наказом Міністерства юстиції та фонду державного майна України від 24 .11.2003, № 142/5/2092 та постановою КМУ від 28.09. 1998 р. № 1175 "Про порядок і умови проведення обов'язкового страхування цивільної відповідальності власників транспортних засобів". Постанова Пленуму ВСУ від 31.03.1995 р. № 4 "Про судову практику в справах про відшкодування моральної (немайнової) шкоди" (зі змінами та доповненнями).

Слід зазначити, підвищено небезпечним автомобіль стає лише в процесі його використання в людській діяльності саме як засобу пересування.

Особливість правил відшкодування шкоди, завданої автотранспортним засобом, полягає в наявності лише трьох умов для виникнення відповідальності: а) наявність шкоди;б) протиправна дія заподіювача шкоди;

в) наявність причино – наслідкового зв'язку**.** Слід зазначити, що у даних зобов'язаннях умовою відповідальності особи за створення небезпеки заподіяння шкоди є "подвійний" причинний зв'язок. По-перше, це причинний зв'язок між дією і небезпекою виникнення шкоди, по-друге, причинний зв'язок між створеною небезпекою і шкодою, що виникла. При цьому в рамках зазначеного причинного зв'язку, у свою чергу, необхідно встановити наявність причинного зв'язку між здійснюваної власником автотранспортного засобу діяльністю, що представляє підвищену небезпеку при використанні (експлуатації) цього матеріального об'єкта для оточуючих, і шкодою, що виникла, а також між поводженням особи, що безпосередньо використовувала даний автотранспортний засіб, і шкодою, що виникла. Особа, яка завдала шкоду автотранспортним засобом, відповідає й за випадкове її завдання, тобто без вини. Шкода відшкодовується незалежно від наявності або відсутності вини власника джерела підвищеної небезпеки.

Слід розрізняти поняття моральної та немайнової шкоди. Відмінність полягає між ними у тому, що під поняття "немайнова шкода" розуміють шкоду, заподіяну юридичній особі, тобто втрати немайнового характеру, що настали у зв'язку з приниженням її ділової репутації, посяганням на фірмове

найменування, товарний знак, виробничу марку, розголошенням комерційної таємниці, а також вчиненням дій, спрямованих на зниження престижу чи підрив довіри до її діяльності. Моральна ж шкода може бути завдана виключно фізичній особі, оскільки тільки вона як біопсихосоціальна істота здатна переживати моральні та фізичні страждання. Можливі випадки, коли в результаті тієї самої дії може виникнути одно часно як та, так і інша шкода, а зазіхання на немайнове благо тягне поряд з немайновою матеріальну шкоду і навпаки.

Моральна шкода полягає:

1) у фізичному болю та стражданнях, яких фізична особа зазнала у зв'язку з каліцтвом або іншим ушкодженням здоров'я ;

2) у душевних стражданнях, яких фізична особа зазнала у зв'язку з протиправною поведінкою щодо неї самої, членів її сім'ї чи близьких родичів;

3) у душевних стражданнях, яких фізична особа зазнала у зв'язку зі знищенням чи пошкодженням її майна;

4) у приниженні честі та гідності фізичної особи, а також ділової репутації фізичної або юридичної особи.

В нормативних актах України немає чітко зафіксованих розмірів моральної шкоди, які б стосувалися правових відносин відшкодування моральної шкоди, заподіяної джерелом підвищеної небезпеки. На мою думку, чітко визначені критерії з цього приводу сприятимуть утвердженню засад змаганості учасників процесу та законності судових рішень.

Зіткнення автотранспортних засобів істотно відрізняється від інших випадків заподіяння шкоди джерелом підвищеної небезпеки. При заподіянні шкоди в результаті зіткнення має місце дія не одного, а як мінімум двох, а те й більше джерел підвищеної небезпеки. Це викликає труднощі в практиці вирішення майнових суперечок. Відповідно до статті 1188 Цивільного кодексу України при заподіянні шкоди в результаті зіткнення автотранспортних засобів у зв'язку з ушкодженням цих засобів, майнова відповідальність їхніх власників будується на загальних підставах, тобто за принципом вини, а саме: 1) шкода, заподіяна одній особі з вини іншої особи, відшкодовується винною особою; 2) при наявності провини тільки особи, якій заподіяна шкода, вона їй не відшкодовується; 3) при наявності провини всіх осіб, діяльністю яких була заподіяна шкода, розмір відшкодування визначається у відповідній частці залежно від обставин, що мають істотне значення. Якщо внаслідок взаємодії джерел підвищеної небезпеки була заподіяна шкода іншим особам, особи, які спільно заподіяли шкоду, зобов'язані її відшкодувати незалежно від їхньої вини[2,ст.1188].

На мою думку, до статті 1188 ЦК України треба додати норму, яка б зазначала, що шкода, заподіяна іншим особам внаслідок зіткнення автотранспортних засобів відшкодовується на загальних підставах з урахуванням вини. Я вважаю, що визначена мною пропозиція буде сприяти захисту та діяти максимально в інтересах потерпілого.

Обов'язок відшкодувати шкоду, завдану джерелом підвищеної небезпеки,

законодавцем покладено на володільця джерела підвищеної небезпеки - юридичну особу або громадянина, що здійснюють експлуатацію джерела підвищеної небезпеки в силу права власності, повного господарського відання, оперативного управління або з інших підстав (договору оренди, довіреності тощо) [3,п.4].На мою думку, термін "володілець джерела підвищеної небезпеки" є не цілком вдалим.

Ведучі мову про володіння необхідно розрізняти «право володіння», як елемент права власності, і «володіння», як особливе (окреме) речове право.

Володіння містить два елементи: об'єктивний (фактичне володіння майном) і суб'єктивний (намір володіти ними для себе). У своїх основних характеристиках володіння нагадує право власності: суб'єктами володіння можуть бути ті ж особи, що можуть бути власниками; його об'єктом є майно, яке може стати об'єктом права власності. Разом з тим, ці дві категорії не можна плутати. Право власності являє собою вид прав на речі, виражає стан присвоєння майна. Володіння відображає фактичний стан речей, а не право на речі. Зміст володіння (посідання) полягає у можливості володіння, користування та розпорядження річчю. При цьому всі названі можливості трактуються як фактичні стани і не оцінюються як суб'єктивні права.

Відповідно до загального правила відповідальності за заподіяння шкоди, закріпленого в ст. 1166 ЦК України, заподіяна шкода підлягає відшкодуванню особою, яка її завдала. Іншими словами, коли протиправні дії цієї особи перебували в причинному зв'язку зі шкодою. Уявити, що суб'єкт може бути притягнутий до відповідальності за шкоду, заподіяна іншою особою, тільки лише на підставі приналежності йому права володіння автотранспортним засобом як джерелом підвищеної небезпеки, означає визнати, що зобов'язання тут виникає не із заподіяння шкоди, а із володіння небезпечним об'єктом. Згідно з ч.3 ст.1187 ЦК України повноцінним суб'єктом даного зобов'язання виступає особа, яка неправомірно заволоділа джерелом підвищеної небезпеки і заподіяла ним шкоду. Але ж вона не має ніяких правових підстав на володіння цим небезпечним об'єктом. І в цьому випадку вона відповідає перед потерпілим як заподіювач шкоди, а не як володілець джерела підвищеної небезпеки. Виходить, що одна й та ж норма ст. 1187 ЦК України застосовується на різних правових підставах. Відповідно до ч.4 статті 1187 «Якщо неправомірному заволодінню іншою особою транспортним засобом….. сприяла недбалість її власника (володільця), шкода, завдана діяльністю щодо його використання, зберігання або утримання, відшкодовується ними спільно, у частці, яка визначається за рішенням суду з урахуванням обставин, що мають істотне значення» [2, ст.1187]. У даному випадку три основні підстави відшкодування шкоди простежується тільки стосовно особи, що неправомірно заволоділа транспортним засобом. Щодо власника протиправною дією є передання джерела підвищеної небезпеки особі без правових підстав, яке не породжує причинного – наслідкового зв'язку з заподіяною шкодою, порушують об'єктивну сторону даного делікта та виключають можливість приєднання його до глави 82 Цивільного кодексу, що регламентує деліктне зобов'язання.

Висновки

1.Я вважаю, що є доцільною відмова від вживання терміну “володілець джерела підвищеної небезпеки” для визначення суб’єкта даного зобов’язання, замінивши його терміном "заподіювач шкоди". На мою думку, суб’єктом відповідальності за шкоду, заподіяну автотранспортним засобом повинна бути саме особа, яка керувала автотранспортним засобом під час ДТП. Я вважаю, що основним завданням кваліфікованих спеціалістів з приводу відшкодування моральної шкоди, заподіяної джерелом підвищеної небезпеки, виступає обов’язок прослідкувати, щоб таке відшкодування плавно не втілювалось у безпідставне збагачення за рахунок помсти, а також щоб це не призводило до нового виникнення моральної шкоди вже у особі, що її компенсує.

2.Підсумовуючи, хочу підкреслити той факт, що володіння і розпоряджання транспортним засобом є досить відповідальною діяльністю, яка потребує хоча б базового рівня правосвідомості, інакше не уникнути неприємностей у ситуаціях від яких ніхто не застрахований. Отже, проаналізувавши вище викладене можна з впевненістю сказати, що опрацювання та дослідження такої важливої теми як відшкодування шкоди, заподіяної джерелом підвищеної небезпеки, несе позитивний заряд практичних навичок та дозволяє отримати нові знання.

Список використаних джерел

1. Конституція України /Із змінами внесеними згідно із Законом №2222-IV від 08.12.2004 р. К.: Велес, 2006. – 48 с.
2. Цивільний кодекс України: Офіційне видання. – Х.: Ксілон, 2007. - 405с. (зі змінами та доповненнями).
3. Про практику розгляду судами цивільних справ за позовами по відшкодування шкоди: Постанови Пленуму ВСУ від 27 березня 1992 р.№6 [Електронний ресурс] . – Режим доступу: www.rada.gov.ua.
4. Жуковская О. Л.Возмещение вреда, причиненного источником повншенной опасности. — К., 1994. -200 с.
5. Загорулько А.І. Зобов’язання по відшкодуванню шкоди, що заподіяна суб’єктом цивільних правовідносин: автореф. дис…канд..юр.наук. – Х., 1995.- 25с.
6. Красавчиков О. А.Возмещение вреда, причиненного источником повншенной опасности.— М.,1966.-200 с.
7. Приступа С. Н. Ответственность за причинение вреда источником повншенной опасности : учеб. пособ. — Харьков, 1986. — 30 с.
8. Приступа С.Н. Возмешение вреда, причиненного в результате столкновения автотранспортних средств : автореф, дис. ... канд. юрид. наук. — Х., 1985. — 19 с.
9. Пендяга Г.Л. Відповідальність за шкоду, заподіяну джерелом підвищеної небезпеки: автореф. дис…канд..юр.наук. – К.,2008.- 13с.
10. Смирнов В. Т., Собчак А. А. Понятие источника повьішенной опасности

// Советская юстиция. — 1988. — № 18. — С. 22. 11.Цивільне право України Академічний курс: Підручник: у 2 т./За ред.М.Я.Шевченко. Особлива частина – Х. Видав. Дім “Ін. Юре”, 2003. – 408 с.

Аннотация

ВОЗМЕЩЕНИЕ ВРЕДА, ПРИЧИНЕННОГО ИСТОЧНИКОМ ПОВЫШЕННОЙ ОПАСНОСТИ

Таран Ю.С.

В статье рассмотрены особенности правового регулирования возмещения вреда, причиненного автотранспортным средством как одним из видов источников повышенной опасности, проанализировано понятие "владелец источника повышенной опасности”. В результате рассмотрения предложена целесообразность замены термина " владелец источника повышенной опасности” для определения субъекта данного обязательства, термином “ причинитель вреда”.

Abstract

FEATURES COMPENSATION FOR DAMAGE CAUSED BY THE SOURCE OF INCREASED DANGER

J. Taran

In the article features of legal regulation of compensation of the damage caused by the vehicle as one of kinds of sources of increased danger are considered, the concept "the holder of a source of increased danger" is analysed. As a result of consideration the expediency of replacement of the term "the holder of a source of increased danger" for an establishment of the subject of the given liability, by the term "harm-doer" is offered.

УДК 631.371

СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ БІОМАСИ ДЛЯ ГАЗИФІКОВАНИХ ДВИГУНІВ

Дьяконов О.В., інж.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Обґрунтовано перспективу енергетичного використання біомаси для сільського господарства України.

Щорічно українське сільське господарство споживає 1,9 млн. т дизельного палива та 650 тис. т бензину. Для виробництва такої кількості

пального необхідно переробити 4,5 млн. т. нафти, переважно імпортованої.

В той же час вартість палива весь час зростає, бо зростає ціна нафти на світовому ринку. Собівартість продукції аграрного сектору залежить від витрат на паливо для сільськогосподарської техніки.

Тому Україна повинна терміново шукати відновлювальні джерела енергії та впроваджувати енаргоощадні технології.

Використання відновлюваних джерел енергії має глобальну перспективу для подальшого успішного розвитку цивілізації так як це похідні від сонця. Класифікацію відновлюваних джерел енергії наведено на рис. 1.

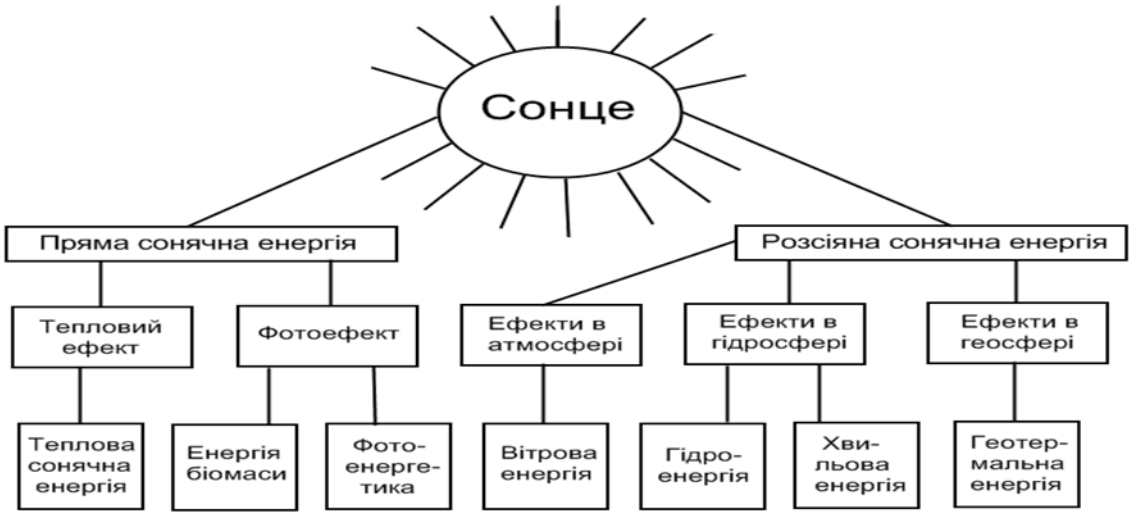


Рис.1 Класифікація відновлюваних джерел енергії

Цим питанням розвитку біоенергетики і використання альтернативних джерел енергії присвячено багато наукових праць вчених-економістів. Серед них праці О. Адаменка, Е. Ваха, Т. Желєзної, М. Жовміра, В. Долинського, В. Зінченка, М. Кабата, М. Калінчика, Ю. Матвєєва, І. Стояненка. Теоретичні аспекти і практичне використання альтернативних джерел енергії з біомаси висвітлено в працях вітчизняних та іноземних науковців: О. Гауфе, Г. Гелетухи, В. Дубровіна, М. Корчемного, Х. Лінса, М. Мхітаряна, Д. Шпаара, О. Шпичка, Х. Штрубенхоффа, Г. Штрьобеля, Х. Шульца та інших учених.

Зараз не існує загально прийнятого визначення поняття відновлюваної енергетики. Міжнародне Енергетичне Агентство (МЕА) визначає її як енергію, отриману з сонця, вітру, біомаси, геотермальних, гідроенергетичних та океанських ресурсів, а також твердої біомаси, біогазу, та рідких біопалив. Відновлювана енергія відрізняється від побутових чи промислових відходів, що можуть бути як відновлюваними (містять речовини, що піддаються біологічному розкладу) або не відновлюваними. Незважаючи на це, в багатьох випадках обидві категорії відходів розглядаються разом.

В Україні визначення відновлюваної енергії дещо ширше. Воно часто використовується як синонім нетрадиційної або альтернативної енергії, що включає торф, низько потенційне тепло землі (використовується у теплових насосах) та „вторинні" джерела енергії, такі як скидне тепло, побутові та

промислові відходи, тиск газу доменних печей та тиск природного газу під час його транспортування. Іноді до визначення альтернативних джерел енергії також включають шахтний метан, природний газ з невеликих родовищ та інші не відновлювані палива, отримання яких потребує використання інноваційних технологій.

Метою дослідження є оцінка стану й перспективи розвитку та використання альтернативних джерел енергії в Україні, що сприятиме зміцненню її енергетичної незалежності та зниженню антропогенного впливу на довкілля.

Результати дослідження та їх обговорення. Україна належить до держав, недостатньо забезпечених власними енергоресурсами. Протягом останні років Україна перебуває в глибокій енергетичній кризі, викликаній прискоренням розвитку енергоємних галузей господарського комплексу, марнотратним використанням наявних енергоносіїв, відсталими технологіями, виснаженням і деградацію розвіданих покладів вугілля, нафти, газу, через що їх видобуток постійно зменшується.

Більшість відновлюваної енергетики в Україні на сьогодні припадає на велику гідроенергетику та опалювальні котельні та печі, що працюють на біомасі. Також існує декілька вітрових електростанцій та геотермальних опалювальних систем. Україна володіє науковою та виробничою базою для виробництва технологій відновлюваної енергетики але якість та надійність існуючих технологій в Україні повинна вдосконалюватись. Найбільш значними факторами для можливості росту використання відновлюваної енергетики є собівартість та фінансування.

Оскільки рентабельність більшості технологій відновлюваної енергетики залежить від місцевих умов, детальна інформація щодо наявних джерел є дуже важливою для їх подальшого успішного розвитку. Відновлювані джерела енергії в Україні досить добре вивчені та описані, проте досить важко визначити їх економічний потенціал. У 2001 році групою українських вчених на вимогу Державного комітету України з енергозбереження створено вичерпний атлас відновлюваних джерел енергії України. В Атласі представлена інформація щодо територіального розподілу різних відновлюваних джерел енергії та розрахунки їх фізичного, технічного та економічного потенціалу. Атлас показує, що Україна володіє досить великим потенціалом всіх видів ВДЕ, дає загальну картину наявного використання ВДЕ та рекомендації для подальшого розвитку.

Енергетичний потенціал біомаси в Україні представлено в таблиці 1.

Джерелом біомаси можуть бути сільськогосподарські відходи, енергетичні культури, деревина та відходи деревини. Щорічні відходи сільського господарства в Україні (солома, стебло, качани кукурудзи, стебла та лушпиння соняшнику) становлять 49 млн. тонн, з яких на власні потреби сільських господарств використовується не більше 34 млн. тонн. Решта відходів потенційно може бути використана для виробництва енергії.

Таблиця1 - Енергетичний потенціал біомаси Україні.

Тип біомаси	Енергетичний потенціал, млн. т у. п./рік
Солома зернових культур	5,6
Стебла, качани кукурудзи на зерно	2,4
Стебла та лушпиння соняшника	2,3
Біогаз з гною	1,6
Біогаз з осаду стічних вод	0,2
Звалищний газ	0,3
Відходи деревини	2,0
Паливо з твердих побутових відходів	1,9
Рідкі палива з біомаси (біодизель, біоетанол, та ін.)	2,2
Енергетичні культури (верба, тополя, та ін.)	5,1
Торф	0,6
Всього	24,2

Науково-практичній досвід показує, що рослинна біомаса є одним з найбільш перспективних джерел одержання твердого біопалива в Україні. Ціна біопалива не залежить від стрибків цін на викопні види палива і на екологічні податки, що збільшуються. Крім цього при спалюванні твердого біопалива не спричиняється негативного впливу на навколишнє середовище.

В Україні є різноманітні джерела біомаси, включаючи сільськогосподарські відходи, цільове вирощування енергетичних культур, деревину та відходи деревини. Щорічні відходи сільського господарства (солома, стебло, качани кукурудзи, стебло та лушпиння соняшника) становлять 49 млн. тон, з яких на власні потреби сільських господарств використовується приблизно 34 млн. тон. Решта потенційно може бути використана для виробництва енергії. Для енергетичних цілей також можна використовувати деревину.

Для ведення лісового господарства ліси надано в постійне користування підприємствам, переважно п’яти відомств України: Державного комітету лісового господарства (Держкомлісгоспу) – 68,3%, Міністерства аграрної політики (Мінагрополітики) – 24,0%, Міністерства оборони – 2,2%, Міністерства з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків чорнобильської катастрофи – 1,6, Міністерства охорони навколишнього середовища – 0,8, іншим користувачам – 3,1%.

На данний час вкрита лісом площа України становить 10,8 млн. га. Із загальним запасом деревини 1319,87 млн.м^3. Лісистість України у середньому 14,2%. На Поліссі ліси займають 26,1% території району, в лісостепу – 12,2, степу – 3,8, Карпатах та гірських районах Криму відповідно 40,2 та 32%. Дуже нерівномірно вкриті лісом площі розподіляються за областями України. Найбільш лісистими є Закарпатська, Івано-Франківська, Рівненська, Житомирська та Волинська, де лісистість становить від 37 до 55%. У степових областях лісистість є дуже низькою, зокрема в Дніпропетровській, Херсонській, Миколаївській і Запорізькій областях вона не перевищує 1,9 – 3,5%. Виходячи з цих даних, вчені -лісівники характеризують Україну як малолісну і лісо-дефіцитну країну, де на душу населення в середньому

припадає 0,23 га вкритої лісом площі і 28 $м^3$ запасів деревини.

Аналіз показує, що лісистість у різних природних зонах має значні відмінності і в деяких не досягає оптимального рівня, за якого ліси найкраще впливають на клімат, грунти, водні ресурси, протидіють ерозійним процесам.

За даними Мінагрополітики (на 01.01.2004 р.) площа полезахисних лісових смуг становить 442 тис. га, полезахисна лісистість – 1,3%, інших захисних лісових насаджень – 212 тис. га, а зайнята чагарниковою рослинністю – 303 тис. га.

Серйозне занепокоєння викликає стан полезахисних лісових смуг, загальна площа яких невпинно зменшується. Це зумовлено відсутністю належного державного контролю за їх збереженням і відповідному нормативно-правового механізму щодо їх утримання.

Проектом Національної програми охорони земель на 1996-2010 рр. планувалося створити до 2000 р. полезахисні і стокорегулювальні лісові смуги на площі 14,6 тис. га; до 2010 р. – на 216,8 тис. га захисні лісові насадження на ярах та балках, кам'янистих місцях, пісках, еродованих та забруднених землях. За умови виконання цих масштабних робіт лісистість території в країні мала б складати 20%, а полезахисна лісистість – 2,5%. Але заплановані обсяги створення захисних лісових насаджень не виконуються.

Нині площа угідь, на яких можливо створення протиерозійних захисних лісових насаджень, становить більше 1,0 млн. га. Потреба у створенні лісових смуг становить 298 тис. га, в т.ч. полезахисних і стокорегулювальних – 156, уздовж берегів річок – 142 тис. га.

Останніми роками проявились негативні ознаки в експлуатації системи захисних лісів і захисних лісових насаджень. Система захисних лісових насаджень, що складається в країні, є недостатньо ефективною і не сприяє покращенню екологічних, агролісомеліоративних та природоохоронних умов для забезпечення стійкого функціонування аграрного виробництва.

У лісових та захисних насадженнях системи Мінагрополітики не проводиться лісовпорядкування, внаслідок чого не можна об'єктивно оцінити їх загальний стан та функціональні характеристики. В захисних лісових насадженнях інвентаризацію не проводили з 1975 р.

За 35 років значна кількість насаджень, особливо полезахисних, не відповідає своєму призначенню і внаслідок відсутності лісівничого догляду, самовільних рубок, пожеж, пошкодження шкідниками тощо втратила свої захисні функції. Близько 40% полезахисних лісових смуг мають незадовільний стан і низькі лісомеліоративні властивості, але там е багато відпаду.

Держкомлісгоспом під час здійснення державного контролю за веденням лісового господарства в лісових насадженнях на підприємствах Мінагрополітики встановлено, що лісове господарство, лісозахисні та лісоохоронні заходи в цих лісах ведуться на низькому рівні. Рубки догляду за лісом, інші рубки, головною метою яких має бути підвищення продуктивності лісів, поліпшення їх породного складу, здійснюють в обсягах, які не враховують стан насаджень залежно від потреб господарства у деревині.

Слід сказати, що малолісна Україна не може забезпечити власних потреб

у деревині: щорічний дефіцит у лісоматеріалах становить близько 25 млн. $м^3$. Однак одержання деревини постійно необхідне практично для всіх галузей господарства країни, тому в лісах продовжується інтенсивна її заготівля, яка ведеться переважно шляхом рубок головного користування та частково лісовідведених рубок. Щороку в середньому від цих типів рубок з лісів України надходить 13,5 млн. $м^3$, у тому числі 8 млн. $м^3$ ділової деревини. Щоб досягти поєднання такої інтенсивної заготівлі з одночасним розширенням відтворенням лісових ресурсів необхідне раціональне комплексне використання лісоматеріалів, у тому числі неліквіди, які у значній кількості ідуть у відходи при заготівлі та подальшій обробці деревини. Навчитись ощадливо ставитись до відходів ми зможемо зберігати тисячі гектарів лісу.

Якщо розглянути дерево як об'єкт праці то воно складається з пенька та кореневої системи (13%), стовбура (64%), сучків, гілок і вершини (10%), листя (4%) і кори (9%).

Валку дерева проводять відділенням надземної частини дерева від кореневої системи. Очистивши повалене дерево від сучків і відрізавши вершину отримуємо хлист – дві третини. Хлист – це ділова деревина і є основною метою лісозаготівлі. Для палива використовується неліквідна деревина: вершина, сучки, гілки, пеньки, коріння, кора і тирса.

В процесі природного проріджения в різних типах екосистеми, особливо лісових, відбувається накопичення мертвих органічних залишків. Так для листяних і широколистяних лісів загальна річна кількість опадання становить 50-70 ц/га, проте в окремих випадках, наприклад, в осикових лісах, кількість опадання значно вища і досягає 130 ц/га, що пояснюється вмістом значної кількості саме деревних залишків – так званий відпад – неліквідна деревина, стовбури, великі гілки. Не можна допускати, щоб корисна сировина спалювалась або згнивала. Все це теж необхідно використовувати як паливо для газифікованих двигунів.

Перспективність біомаси рослин як сировини пов'язують також із сучасними можливостями генетичної інженерної та біотехнології. Для забезпечення потреб людства необхідно й можливо створити такі сорти рослин, вміст корисних речовин в яких відповідав би економічно прийнятим параметрам для подальшого використання. Особливу увагу як довготривале джерело сировини привертають багаторічні рослини. Інше завдання – це збільшення приросту біомаси вдвічі порівняно із сучасним обсягом за рахунок підвищення продуктивності фотосинтезу. В середньому процес фотосинтезу рослин поглинає близько 2% енергії світла для росту біомаси, але є передумови підвищити ефективність процесу за рахунок генів ціанобактерій, збільшити поглинання CO_2 та відповідно додатково наростити біомасу. Існують також інші перспективні ідеї щодо збільшення накопичування біомаси, у тому числі – активізація генів рослин, які забезпечують стійкість до стресових умов або зменшують співвідношення лігніну та целюлози. У деяких випадках, за умов економічної доцільності, можливе регулювання біосинтезу вторинних метаболітів, які становлять промисловий інтерес.

В останні роки все більшої популярності набуває виробництво паливних

брикетів з поновлюваних видів сировини, у тому числі з відходів сільськогосподарського і деревообробного виробництва, але не завжди досліджуються технології та проводиться економічна оцінка.

Розглянемо технологічну лінію виготовлення паливних брикетів, яка включає транспортер, сепаратор, подрібнювач, шнековий транспортер, теплогенератор, сушарку,циклон, шнековий транспортер, екструдер Е–350-40, подільник брикетів. Схема лінії та її загальний вигляд представлено на рис. 2.

За допомогою шнекового транспортера сировина подається в сепаратор, де відбувається розділення сировини на три фракції: з розміром частинок до 2 мм з розміром частинок від 2 до 10 мм (яка направляється в сушильний барабан) і з розміром частинок більше 10 мм (яка направляється в молоткову дробарку).

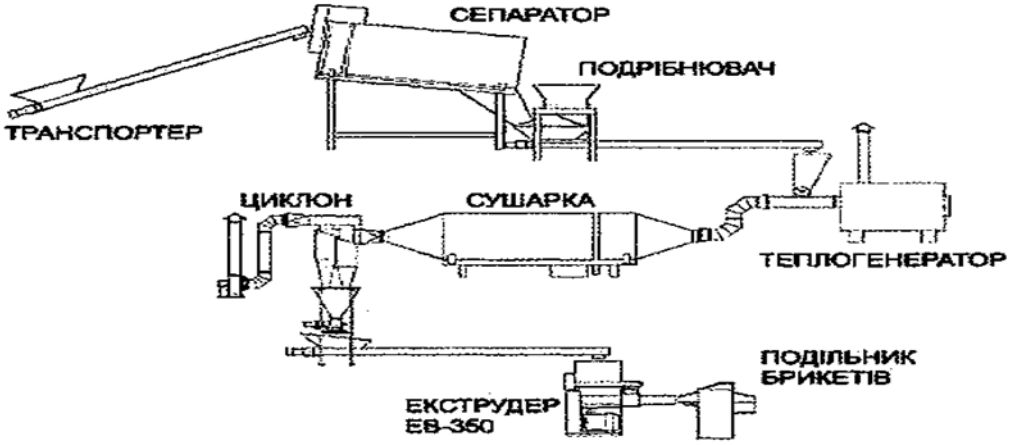


Рис. 2. Схема лінії для виробництва паливних брикетів.

Розглянемо технологічний процес виготовлення паливних брикетів.

В молотковій дробарці великі частинки сировини подрібнюються, після чого через сепаратор направляються в сушильний барабан. В сушильному барабані сировина сушиться до вологості 8%, звідки подається витяжним вентилятором через циклон в бункер екструдера. З бункера екструдера сировина подається в конічну камеру пресування, де пресується до щільності 1,0 – 1,2 т/м³ та піддається тепловій обробці температурою 160-350°. Після виходу з робочого органа екструдера брикет ділиться на частини довжиною до 300 мм.

Впродовж двох годин відбувається охолодження брикетів та затвердіння лігніну. Поверхня брикетів герметизується від попадання вологи лігніном, що дозволяє транспортувати її на великі відстані.

В табл. 2 представлено основні показники роботи, які характеризують досліджувану лінію.

Отримані показники свідчать, що за продуктивності лінії 360 кг за 1 год. основної роботи щільність брикетів становить 1080 кг/м, що відповідає вимогам до якості брикетів, а їх теплотворна здатність знаходиться на рівні теплотворної здатності вугілля (4800 ккал/кг проти 4900 ккал/кг).

В процесі експериментальних досліджень проведено оцінку економічної ефективності виготовлення та реалізації брикетів з лузги соняшнику. За продуктивності лінії з екструдером ЕВ-350-40 за одну годину змінного часу 0,342 т затрати праці становлять 8,77 люд.-год/т (три робітники).

Економічні показники виготовлення та реалізації брикетів з лузги соняшнику досліджуваної лінії з екструдером ЕВ-350-40 (у складі лінії) наведено в табл. 3.

Таблиця 2 - Основні показники роботи лінії виготовлення паливних брикетів.

Параметр	Одиниці виміру	Дані експериментальних досліджень
Продуктивність за 1 год. основного часу	кг/год.	360
Насипна щільність вхідної сировини,не менш	кг/м³	154
Вологість вхідної сировини	%	7
Фракція вхідної сировини	мм	2-8
Щільність брикету	кг/м³	1080
Теплотворна здатність брикету	ккал/кг	4800
Температура сировини, яка переробляється, у зоні пресування		(240-170)
Установлена потужність лінії	кВт	63,05
Споживання електроенергії за одну годину роботи:	кВт	
- екструдера		44,3
- лінії		54,8
Питоме споживання електроенергії:	кВт/кг	
- екструдера		0,12
- лінії		0,15
Габаритні розміри лінії: довжина х ширина х висота	мм	12260х2600х2700

Таблиця 2 - Економічні показники виготовлення брикетів з лузги соняшнику

Показник	Значення показника
Затрати праці, люд.-год/т	8,77
Прямі експлуатаційні витрати, грн/т	234,32
У тому числі:	
- затрати на оплату праці, грн/т	56,67
- затрати на електроенергію, грн/т	105,00
- затрати на капремонт і ТО, грн/т	21,55
- затрати на амортизацію, грн/т	51,10
Інвестиційні вкладення з урахуванням коефіцієнта ефективності, грн/т	46,17*
Сукупні витрати коштів, грн/т	280,49
Річний обсяг напрацювання, т	536
Реалізаційна ціна паливних брикетів, грн/т	700,0
*коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень – 0,15	

Ці результати свідчать про перспективність цієї технології і можливість використання продукції в газифікованих двигунах.

Паливні гранули (пелети) є твердим біопаливом, що отримується в результаті механічної переробки біомаси. Щільність гранул приблизно 1,1 г/см3, діаметр 6,8,9 мм, довжина від 5 до 25 мм, теплоздатність 18 МДж/кг.

Технологія переробки вологої деревини складається з таких стадій:

Крупне подрібнення на дерево дробильних машинах до розміру часток не більше 25 мм.

Сушка сировини до вологості не більше 10%.

Мілке подрібнення до розміру часток не більше 4 мм.

Витримка сировини з додаванням пари, так як сировина з вологістю менше 8% погано піддається склеюванню під час пресування. Додавання пари відбувається під час переміщення сировини в шнекових змішувачах.

Отримання пелет на прес-грануляторах.

Охолодження і сушка пелет. В процесі пресування сировини температура збільшується до 70-90 0С. Чім більша сила пресування, тим більша температура пелет, тим краща якість пелет, яка визначається щільністю. Охолодження та сушка необхідні для кінцевого затвердіння гранул.

Просіювання. Просіювання необхідне для розділення готового продукту на фракції і окремі часточки.

Розфасовка. Розфасовка пелет проводиться в поліетиленові мішки вагою 15,20 і 25 кг. Поліетиленова упаковка зберігає пелети від насичення вологою повітря.

Як вид палива, гранули з деревини – пелети розглядаються в Європі як паливо майбутнього.

Так, як є екологічно чистим, відновлюваним джерелом енергії, при згорянні якого виділяється така ж кількість вуглекислого газу, яка була отримана біомасою в процесі її росту, пелети мають теплоту згоряння, яка зрівняна з бурим вугіллям.

Висновки

1.Широке застосування відновлювальних джерел енергії дозволить значно знизити залежність України від імпортованої нафти і газу, а отже, підвищити рівень її енергетичної безпеки.

2.Для успішного вирішення питань енергетичної незалежності України та збільшення виробництва екологічно безпечних видів палива украй необхідною є державна підтримка впровадження нових технологій.

3.Слід відзначити ту особливість твердого біопалива, що воно є практично нейтральним щодо утворення парникового ефекту. Адже рослини, які використовуються для виробництва біопалива, забирають вуглець з атмосфери і виділяють кисень. Тобто, споживаючи біопаливо, можна призупинити глобальні зміни клімату.

Список використаних джерел

1. Зінченко В. О. Біомаса як альтернативне джерело енергії// Екологічний вісник. - 2005. - №13. - С. 24-25.
2. Передерій Н. О. Формування ринку альтернативних джерел енергії з біомаси в Україні: автореф. дис. на здобуття наук, ступеня канд. екон. наук: спец. 08.00. 03. / Передерій Н. О.; Нац. ен-т біорес. і природокорис. України. - Київ, 2009. - 20 с.
3. Клавдиенко В., Тарасов А. Нетрадиционная энергетика в странах ЕС: экономическое стимулирование развития // Электронный журнал энергосервис-ной компании „Экологические системы". - 2007. -№6. -С. 8-11.
4. Матвеев Ю. Б. Перспективи впровадження систем видобутку та утилізації звалищного газу на українських полігонах ТПВ: ІІ міжнародна конференція, Енергія з біомаси": Тези допов. 2006.
5. Гелетуха Г. Г. Енергозабезпечення України: погляд у 2050 рік // Зелена енергетика. - 2003. - №4. -С. 7-10.
6. Про альтернативні види рідкого та газоподібного палива: Закон України від 5. 12. 2000 р.// Відомості Верховної Ради України. - 2000. - № 12. - С. 3.
7. Енергетична стратегія України на період до 2030 року/ - Міністерство палива та енергетики України. - 2006.
8. Клименко В. П. Стан і основні напрямки використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України / Зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Вип. 10 (24). – 2007. – С. 149 – 154.
9. Плешков П., Солдатенков В. Підвищення енергоефективності сільськогосподарського виробництва на основі комплексної електроенергетичної системи // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України / Зб. наук. пр.. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Вип. 11 (25). – 2008. – С.373-384.
10. Дослідження, наукова експертиза та впровадження технічних засобів для виготовлення паливних брикетів як джерела енергії в сільськогосподарському виробництві: Звіт про науково-дослідну роботу / Південно-Українська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009.
11. Сравнительная характеристика брикетов по теплотворной способности // www/Solidwaste//reprocessing// catalog//prod//15//html.

Аннотация

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ БИОМАССЫ ДЛЯ ГАЗОФИЦИРОВАНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Дьяконов А.В.

Обосновано перспективы энергетического использования биомассы для сельского хозяйства Украины.

Abstract

STATUS AND PROSPECTS OF BIOMASS ENERGY FOR GAZOFITSIROVANYH ENGINES

A.Dyakonov

Reasonable prospects of bioenergy for agriculture in Ukraine.

УДК 613.62:537.811

БИОМОНИТОРИНГ ПРИРОДНЫХ И ТЕХНОГЕННЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ИХ НЕГАТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ЧЕЛОВЕКА

Черепнев И.А., к.т.н., доц.,Ляшенко Г.А., к.т.н., доц., Полянова Н.В.,Василенко В.А.,Сизенко А.В.,лаб.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

В статье рассмотрены вопросы биомониторинга с использованием растительных тест-систем, позволяющих фиксировать негативное действие ЭМП на биологические объекты различной природы

Вступление. В последние десятилетия развитие науки и техники наряду с явными достижениями привели к значительной нагрузке на все составляющие окружающей среды. Адаптационные возможности человека, как биологического объекта к соответствующим изменениям практически исчерпаны. Появились такие новые формы заболеваний, как экологические. Их особенностью является то, что они способны поражать выборочную часть популяции, задевая одних ее членов и не касаясь других, живущих и работающих рядом. Являясь следствием нарушения отношений организма и среды обитания, они могут проявляться в широком диапазоне: от простой раздражительности и «синдрома хронической усталости» до физических и психических дефектов с развитием широкого спектра всевозможных «фобий». Не вызывает сомнений прямая зависимость здоровья, функционального состояния и качества жизни человека от среды обитания, различных условий

бытовой и производственной деятельности.

Значительное количество загрязняющих агентов промышленности и сельского хозяйства оказывают влияние на все биологические объекты.

Основные источники высокого уровня загрязнения почвы и воздуха – автотранспорт, предприятия металлургии, химии и нефтехимии, стройиндустрии, энергетики, целлюлозно-бумажной, кабельной промышленности и сельскохозяйственного производства. Значительную опасность представляют военные полигоны, склады вооружения, горюче-смазочных веществ, хранилища ракетного топлива. Следовательно, проведение экологического мониторинга является актуальной проблемой.

Анализ последних исследований и публикаций. На рис. 1 представлена балансная схема суточного потребления ресурсов и отходов современного города с населением в 1 млн. человек, где данные по вышеуказанным показателям приведены в тоннах за сутки [1]. Из рисунка видно, что значительная масса технологических отходов требует дальнейшей очистки для возвращения их в природный круговорот. Однако процесс переработки большинства отходов часто приводит к дальнейшему загрязнению окружающей среды. Наряду с перечисленными, к основным деструктивным факторам необходимо отнести загрязнение среды техногенными электромагнитными полями и наличие шумовых вибраций как в слышимом, так и в инфразвуковом диапазоне в области биологически активных частот. В специальной литературе [2, 3] подробно рассмотрены действующие в условиях повышенной плотности населения основные физические и химические факторы загрязнения окружающей среды, их влияние на организм человека и возможные меры по снижению негативного воздействия.

В практике проведения экологического мониторинга наиболее отработаны аспекты контроля химического загрязнения атмосферы. На рис. 2 представлена схема системы контроля анализа принятия решения и управления газовой средой [4].

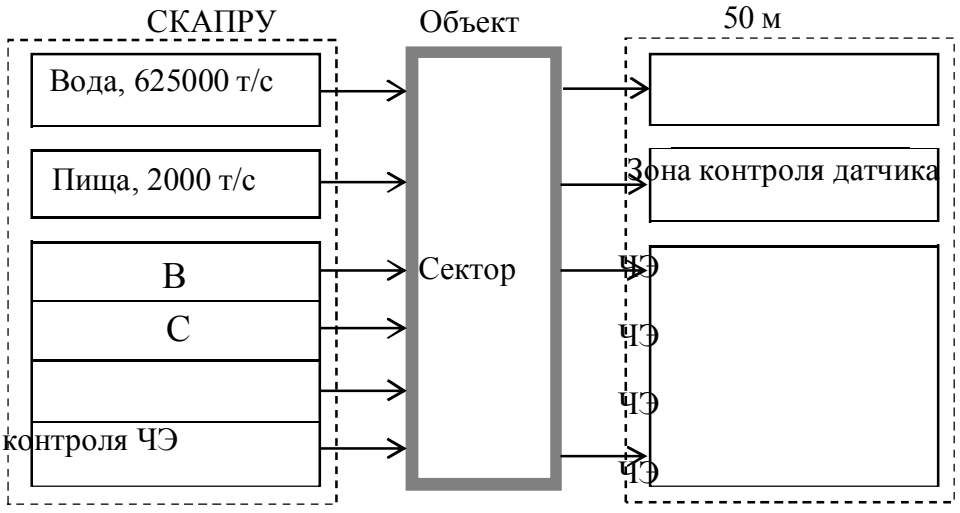


Рис. 1. Схема поступающих в город (А) ресурсов (В) и промышленно-бытовых отходов (С) за сутки

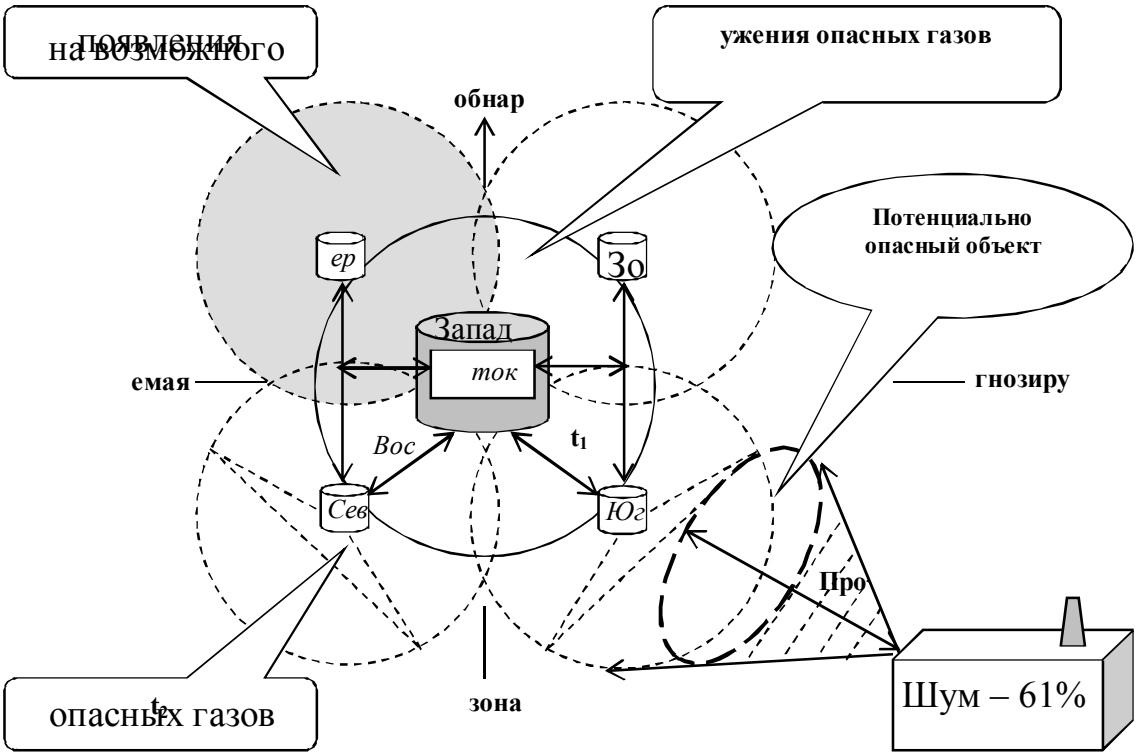


Рис. 2. Применение средств контроля воздушной среды на объекте

Данная система позволяет:

- получать информацию (в режиме реального времени) о качестве атмосферного воздуха и произошедших выбросах опасных газов как внутри, так и вне объекта путём циклического опроса сенсорных датчиков контроля;

- дистанционно исследовать содержание выбросов в атмосферу и автоматически документировать их параметры для принятия мер по обеспечению безопасности обслуживающего персонала и перевода объекта в безопасный режим функционирования.

Не менее опасны и физические факторы, действующие на человека как в условиях закрытых помещений (жилье, рабочие места), так и на открытых территориях (улицы и площади городов, сады и парки). В населенных пунктах ведущими физическими факторами, воздействующими на население, являются акустический шум, вибрация, электромагнитные поля (ЭМП). На рисунке 3 представлено сравнительное распределение основных физических факторов, которые постоянно действуют на человека в условиях современного города в т.н. нормальных условиях (не учитывая возможность возникновения чрезвычайных ситуаций) [5].

Как видно из рис. 3, ЭМП как фактор физического воздействия на человека занимают второе место. Анализ литературы, проведенный в [6] показал, что:

- естественные и техногенные ЭМП способны вызывать негативные изменения, начиная с клеточного уровня и заканчивая организмом человека в целом, которые могут иметь эффект аккумуляции и вызывать широкий спектр заболеваний;

- действие ЭМП в ряде случаев приводит к возникновению аварийных ситуаций в сложных технических системах и, прежде всего, на транспорте;

- в практике экологического мониторинга отсутствует систематический контроль электромагнитной обстановки в динамическом режиме;

- профессиональная аппаратура для проведения эамеров уровня ЭМП достаточно сложна в эксплуатации, требует для работы специальных навыков и требует больших затрат.

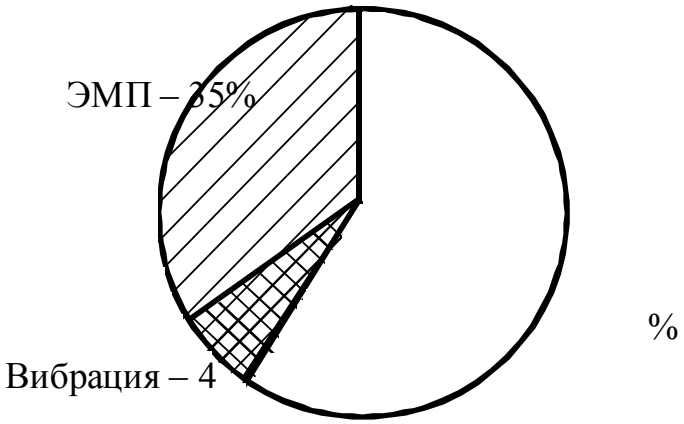


Рис. 3. Структура объектов-источников физических факторов на территории населенных пунктов

Основная часть. Все выше сказанное требует более широкого использования в практике, и прежде всего в условиях сельской местности, метода биоиндикации и биотестирования. Метод биоиндикации основан на биологической информации, получаемой при исследовании видового состава той или иной экосистемы. Этот метод широко применяется при мониторинге водной, воздушной среды и почвы. В отличие от биоиндикации, биотестирование является экспериментальным методом, суть которого в быстром и обобщенном определении качества среды при её действии на лабораторные культуры тест-оригиналом. Методы биотестирования перспективны для экспрессной интегральной оценки, благодаря чему полезны при рекогносцировочных исследованиях и хорошо дополняют метод биоиндикации. К достоинствам методов биоиндикации и биотестирования можно отнести следующие: чувствительность, применяемость в различных регионах, информативность и доступность [7]. Для оценки загрязнения окружающей среды в качестве биоиндикаторов используют как низшие растения - мхи, лишайники, так и высшие хвойные породы, поскольку они наиболее чувствительны к промышленным и транспортным загрязнениям. Это могут быть как дикорастущие, так и культивируемые виды растений. Примером использования биотестирования с помощью растений является Голландия, где такие полезные для человека растения, как гладиолусы, тюльпаны (тестобъекты на накопление фторидов), итальянская ржаная трава (тестобъект на накопление ионов тяжелых металлов), используются для анализа загрязнения на больших площадях страны. В ходе отбора древесных индикаторов к растениям предъявляются следующие требования:

- растение должно обладать определенным уровнем чувствительности к стрессовым техногенным факторам;

- отклик индикатора должен зависеть от уровня воздействия;

- проявление визуально наблюдаемых морфологических (биометрических) изменений;

- достаточная точность и информативность;

- высокая встречаемость, равномерность распределения в зоне контроля.

Рассмотрим, как некоторые виды растений реагируют на природные и техногенные ЭМП. Работ по выявлению влияния ЭМП на древесные растения известно немного, хотя, например, было выявлено негативное влияние указанных факторов на генетические структуры сосны обыкновенной (увеличение нарушений митоза, фрагментация ядра, образование микроядер) [8].

В качестве детектора можно использовать семена пшеницы, которые восприимчивы к низкочастотным электромагнитным полям, в частности, полям ЛЭП. Также стоит отметить высокую чувствительность семян к малым концентрациям биологически активных веществ в почве. Поэтому использование высокой восприимчивости семян пшеницы на ранних стадиях прорастания к внешним воздействиям выглядит перспективным, и можно сделать вывод о высокой эффективности их как средства мониторинга загрязнения окружающей среды «электросмогом» [9]. Методы работы с растительными объектами экономичны, показывают хорошую корреляцию с результатами тестирования на животных. Стоит отметить, что генный аппарат устроен однотипно у всех эукариот, поэтому излучение влияет на хромосомы растений и животных сходным образом. Для анализа мутагенной активности использовали Allium test, рекомендованный Всемирной организацией здраво-охранения в качестве стандарта для изучения влияния патогенных факторов на клетки. Стоит отметить, что чувствительность клеток лука сходна с чувствительностью клеток лимфоцитов, костей и печени человека, которые также используются в качестве тест объектов на факторы окружающей среды, но требуют уже очень высоких материальных затрат. Для создания фактора электромагнитного излучения в исследовании использовались персональные сотовые телефоны компании Motorola, модели C115 и C650, с определенными характеристиками излучения радиосигнала [10-12]. Приведенные выше результаты важны, однако для разработки методики биологического тестирования ЭМП необходимы знания процессов взаимодействия с биологическими объектами на более тонком уровне, связанном с физическими и электрофизическими свойствами клеток и, прежде всего мембранного потенциала.

Признанными моделями динамики мембранного потенциала клеток, отражающими тонкие элементы взаимодействия, являются модели Ходжкина - Хаксли и Хиндмарша - Розе. Без внешних полей решение системы уравнений указанных моделей показывает генерацию таких же колебаний, как и живой нейрон. Быстрая эволюция натриевого потенциала при этом показана на рис. 4.

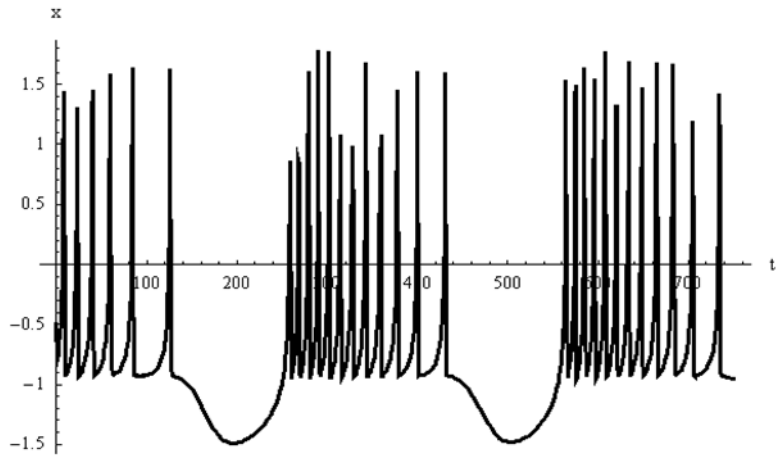


Рис. 4. Эволюция мембранного потенциала при отсутствии внешнего поля

Однако для решения задачи определения воздействия ЭМП на клетку в уравнения этих моделей необходимо добавить высокочастотные токи, возникающие под действием внешних полей $E(t)$. Если на клетку с характерными размерами порядка Δl действует электрическое поле с напряженностью $E(t)$, то на клетке возникает падение напряжения

порядка $\Delta\varphi(t) \approx \Delta l\, E(t)$ и дополнительный ток, который мы будем учитывать в виде дополнительного слагаемого в уравнении, представляющем закон Ома для мембраны в виде $\frac{\Delta\varphi(t)}{Z_c} \approx \frac{\Delta l\, E(t)}{Z_c}$, где Z_c - импеданс клетки. На основе модифицированных указанным образом электрофизических моделей клеток можно рассмотреть их взаимодействие, как между собой, так и с внешним электромагнитным полем.

В работе [13] указывается на то, что быстрое изменение потенциала клеточной мембраны должно сопровождаться излучением электромагнитных волн. Очевидно, что это излучение позволяет осуществлять взаимодействие клеток на достаточно большом расстоянии.

В работе вычислено излучение клеток, спектры излучения и проанализировано взаимодействие между ними через это излучение.

Для описания динамики мембранного потенциала клеток отражающей тонкие элементы взаимодействия используется система уравнений Хиндемарша - Розе. Мембрана клетки моделируется емкостью, а цитоплазма сопротивлением, проводимость мембраны моделируется, зависящим от напряжения резистором [14]. В этой модели использовано медленное изменение концентраций ионов кальция и калия. Уравнения, описывающие эту модель имеют вид [15]:

$$C_{c1}\frac{d\varphi_1(t)}{dt} = y_1(t) + a_1\varphi_1(t)^2 - b_1\varphi_1(t)^3 - z_1(t) + I_1 + \frac{\Delta l_1}{Z_0}E_2(t), \qquad (1)$$

$$\frac{dy_1(t)}{dt} = c_1 - d_1\varphi_1(t)^2 - y_1(t), \tag{2}$$

$$\frac{dz_1(t)}{dt} = v_1(S_1(\varphi_1(t) - \varphi_{10}) - z_1(t)), \tag{3}$$

$$C_{c2}\frac{d\varphi_2(t)}{dt} = y_2(t) + a_2\varphi_2(t)^2 - b_2\varphi_2(t)^3 - z_2(t) + I_2 + \frac{\Delta l_2}{Z_0}E_1(t), \tag{4}$$

$$\frac{dy_2(t)}{dt} = c_2 - d_2\varphi_2(t)^2 - y_2(t), \tag{5}$$

$$\frac{dz_2(t)}{dt} = v_2(S_2(\varphi_2(t) - \varphi_{20}) - z_2(t)), \tag{6}$$

В этой системе $\varphi_i(t)$-мембранный потенциал i-й клетки, $y_i(t)$-величина, характеризующая восстановление концентраций быстрых ионов (обычно, Na^+ и K^+), $z_i(t)$-медленная переменная, определяемая концентрацией ионов Ca^{++}. Здесь $E_i(t)$-электромагнитное поле излучения i-й клетки, а Δl_i-характерный размер соответствующей клетки, C_{ci}-емкость клеточной мембраны, Z_0-импеданс окружающей среды.

В отсутствии внешнего поля, при значениях параметров $a_i = 3$, $b_i = 5$, $I_i = 3.281$, $\varphi_{i0} = -1.6$, $s_i = 4$, $r_i = 0.0021$ эта система генерирует хаотические колебания, подобные хаотическим колебаниям живого нейрона. При отсутствии взаимодействия между клетками эволюция мембранных потенциалов клетки 1 и клетки 2 достаточно регулярны и показаны соответственно на рис. 5 и 6.

Быстрые колебания потенциала мембраны и натриевых токов $i_{Na}(t)$ приводят к возбуждению электромагнитных колебаний, напряженность поля которых можно вычислить из соотношения:

$$E_i(t) \approx \frac{Z_0}{4\pi c}\frac{1}{r}\frac{d}{dt}[i_{Na}(t - \frac{r}{c})]\Delta L_i, \tag{7}$$

где r - расстояние на котором вычисляется поле i-й клетки. Типичный спектр излучения невзаимодействующих клеток показан на рис.7.

Излучение клеток приводит к их взаимодействию и на относительно небольших расстояниях это взаимодействие довольно значительно и приводит к изменению режимов эволюции клеточных потенциалов. На рис. 8 и 9. показаны траектории динамических систем, представляющих клетки 1 и 2 соответственно. На рис. 10 и 11 показаны спектры мощности излучения клеток.

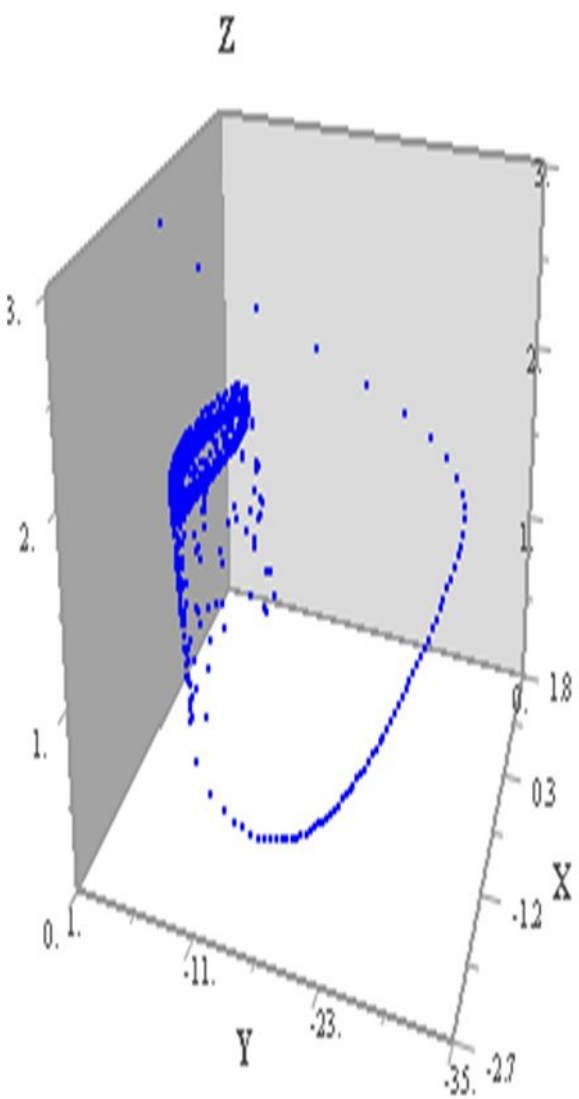


Рис. 5. Фазовый портрет клетки 1 (без взаимодействия)

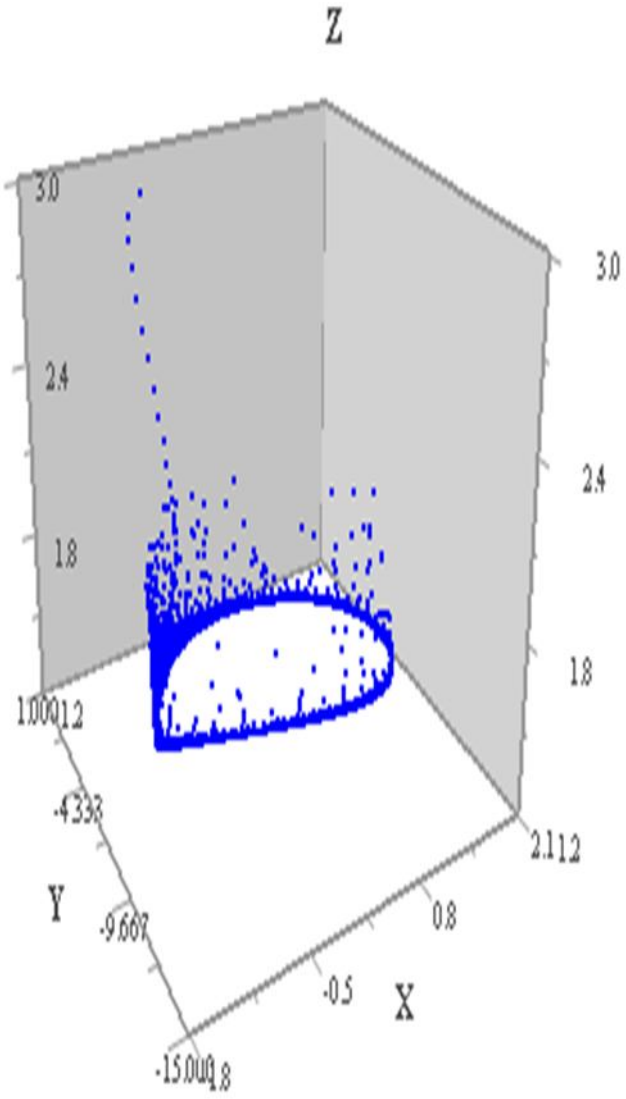


Рис.6. Фазовый портрет клетки 2(без взаимодействия)

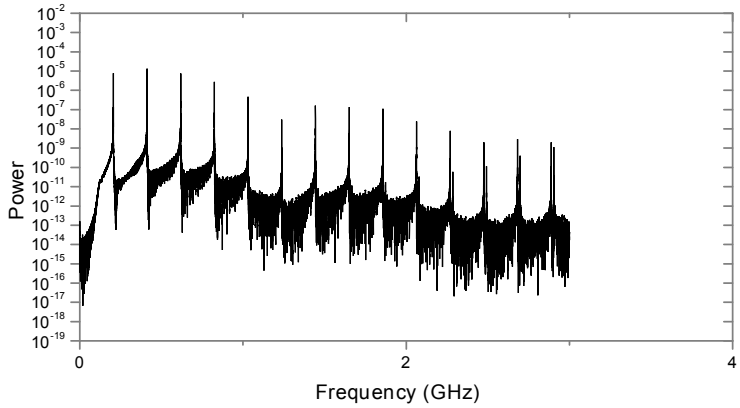


Рис. 7. Типичный спектр излучения клетки без учета взаимодействия.

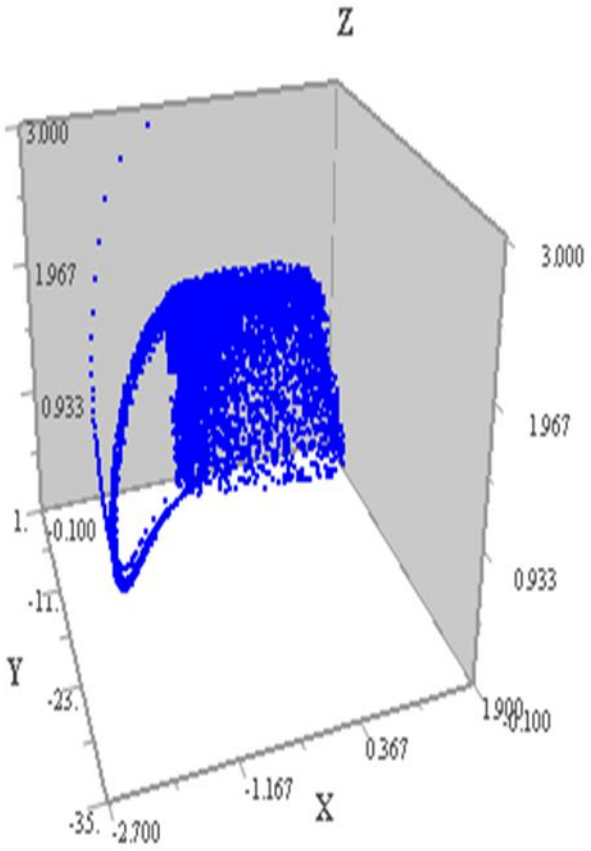


Рис. 8. Фазовый портрет клетки 1 с учетом взаимодействия через излучение

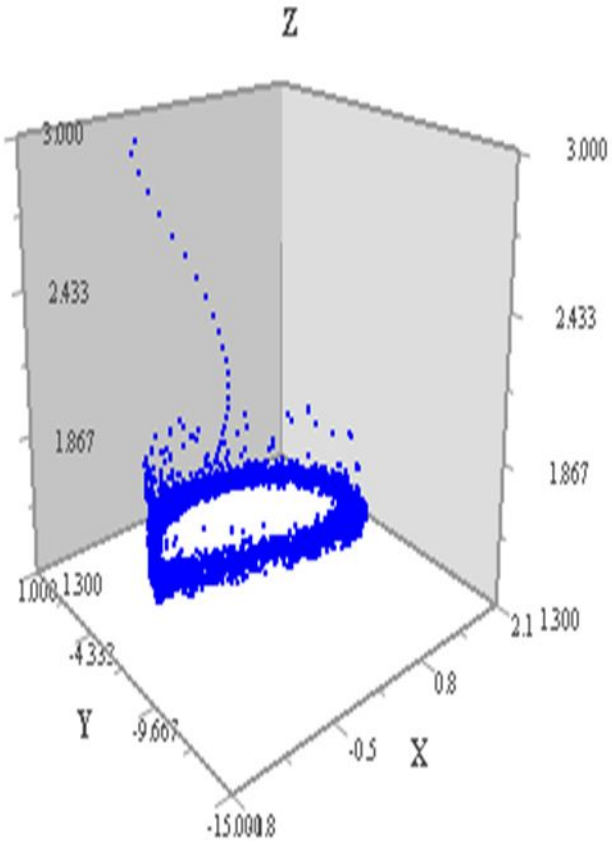


Рис.9. Фазовый портрет клетки 2 с учетом взаимодействия через излучение

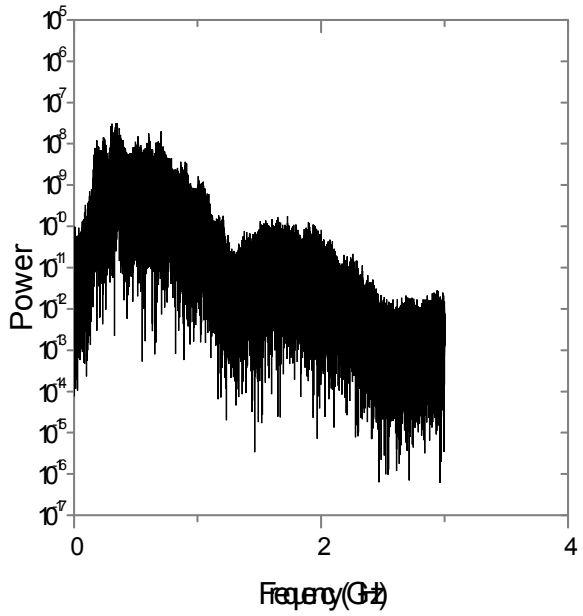


Рис.10. Спектр излучения клетки 1 с учетом взаимодействия через излучение

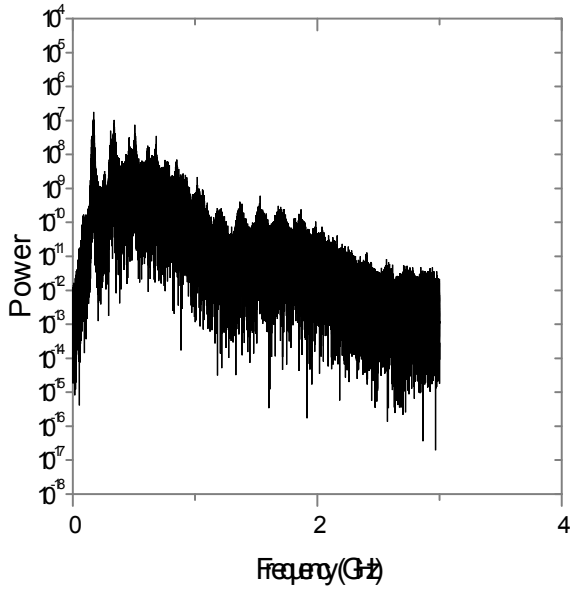


Рис.11. Спектр излучения клетки 2 с учетом взаимодействия через излучение

Из рисунков ясно видно изменение режимов при учете взаимодействия клеток через поле, приведшее к существенной стохастизации эволюции потенциалов клеточных мембран.

Полученные результаты могут быть использованы в качестве теоретической базы для проведения биомониторинга ЭМП.

Выводы.

1. Биомониторинг с использованием растительных тест-систем позволяет фиксировать негативное действие ЭМП различной природы и в сочетании с аппаратными методами защиты может значительно снизить последствия данного воздействия.

2. Целесообразно использовать анализ воздействия ЭМП на биологические объекты на клеточном уровне с использованием уточненных электрофизических моделей клетки.

3. Сам биомониторинг ЭМП может осуществляться на двух уровнях: предварительный, непосредственно на месте, на основании анализа внешнего вида растений, используемых в качестве тест-системы и окончательный, т.е. исследование соответствующего образца в лабораторных условиях.

Список использывемых источников

1. Агаджанян Н.А., Марачев А.Г., Бобков Г.А. Экологическая физиология человека // М.: Крук. – 1999. – 415 с.
2. Пухов В.А., Фокин М.Г. Медико-техническое обеспечение труда специалистов // М. МО СССР. – 1979. – 160 с.
3. Черепнев И.А., Соловьев А.В., Чернявский И.Ю. и др. Новые требования к обитаемости жилья в условиях современного мегаполиса // Сборник научных трудов. – Харьковская государственная академия городского хозяйства. – Киев, «Техніка». – Вып. 44. – 2002. – С. 177-182.
4. Черепнев И.А., Буданов П.Ф., Данник Ю.Г., Сасько С.И. Система экологического мониторинга на основе сети сенсорных датчиков // Вестник Национального Технического университета (ХПИ) «Колесные и гусеничные машины». – №28. – 2003. – С.82–88.
5. forum.integral.ru/download/file.php…Федорович Г. В. Экологичес-кий мониторинг электромагнитных полей // Москва. – 2004.
6. Черепньов І.А., Орєхов С.Л., Чернявський І.Ю., Пісня Л.А. та ін. Електромагнітне забруднення навколишнього середовища // Навчальний посібник МО України. Харківський гвардійський ордена Червоної зірки інститут танкових військ імені Верховної Ради України. НТУ «ХПІ». Харків. – 2007. – 100 с.
7. Бродский А.К. Введение в проблемы биоразнообразия // Иллюстрированный справочник. – СПб.: Издательство С.-Петербургского университета. – 2002. – 144 с.
8. Калаев В.Н., Буторина А.К., Панов А.В., Левин М.Н. Влияние электрического поля на цитогенетические показатели клеток апикальной меристемы проростков семян дуба черешчатого (Quercus Robur L.) //

Вестник ВГУ. Серия: Химия. Биология. Фармация. – 2003. – №2. – с. 136-141.
9. Остроумов А.А., Палатная С.А. Использование семян яровой пшеницы для мониторинга влияния сверхширокополосных импульсов электромагнитного излучения на биосферу // Труды МФТИ. – 2009. – Т. 1. – № 2.
10. Прохорова И. М. Растительные тест-системы для оценки мутаге-нов // Сост. И.М. Прохорова. – Ярославль, ЯрГУ. – 1988.
11. Прохорова И.М. Оценка митотоксического и мутагенного действия факторов окружающей среды // Метод. указания. Сост. И.М. Прохорова, М.И. Ковалева, А.Н. Фомичева. – ЯрГУ. – Ярославль. – 2003.
12. Fiskesjo G. The Allium Test as a standard in environmental monitoring // Hereditas. 1985. – Vol. 102. – P. 99–112.
13. Черепнев И.А. Электромагнитные излучения клеток и их взаимодействие МО України. ХУПС ім. Івана Кожедуба. Системи обробки інформації. Збірник наук. праць. Вип.8(57). - Харків. – 2006. С.117-118 Wang X.J. and Rinzel J. In: The Handbook of Brain Theory and Neural Networks . Ed. M.A. Arbib. Cambridge: MIT Press, 1995. P.686.
14. Hindmarsh J.L. and Rose R.M. Proc.R.Soc.Lond., 1984. V. B221, p.87.

Анотація

БІОМОНІТОРИНГ ПРИРОДНИХ І ТЕХНОГЕННИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПОЛІВ З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ ЇХ НЕГАТИВНОЇ ДІЇ НА ЛЮДИНУ

І. А. Черепньов, Г. А. Ляшенко,

Н. В. Полянова, В. О. Василенко, О. В. Сізенко .

В статті розглянуті питання біомоніторингу з використанням рослинних тест-систем, які дозволяють фіксувати негативну дію ЕМП на біологічні об'єкти різної природи

Abstract

BIOLOGICAL MONITORING OF NATURAL AND TECHNOGENIC ELECTROMAGNETIC FIELDS WITH THE PURPOSE OF DECREASE OF THEIR NEGATIVE INFLUENCE ON PEOPLE

I. Cherepnev, G. Lyashenko,

N. Polyanova, V. Vasylenko, A. Sizenko

The problems of biological monitoring with usage of vegetative test systems permitting to fix negative influence of electromagnetic fields on biological objects of different nature are considered in the article

УДК 628.157:628.243

ВЛИЯНИЕ ПРИРОДНЫХ ГИДРОГЕОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РЕЖИМ РАБОТЫ ПОДЗЕМНЫХ КОММУНИКАЦИЙ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

Терновская О.И., к.т.н., доц., Бугас Н.В., ст. преп.

Харьковский национальный аграрный университет имени В.В. Докучаєва

Дяконов В.И., к.т.н.,доц., Богомолова В.П., ст. преп.,
Переверзева Л.Н.,ст.преп.,Годованик Я.В.,студ.,
Косенко Д.І.,студ.,Крамаренко Є.С. магістр

Харьковский национальный технический университет сельського хозяйства имени Петра Василенко

Установлена зависемость инфильтрации груповых вод в колекторе, сети и параметров уровня заложения,что позволяет прогнозировать утечку из сети

Водоотведение является наиболее сложным в инженерном отношении и самым дорогостоящим видом коммунального благоустройства и жизнеобеспечения.

Система водоотведения г. Симферополя, например, включает около 400 км канализационных сетей и коллекторов, выполненных из керамических, чугунных, асбестовых и железобетонных труб. Канализационная сеть города раздельная, т.е. поверхностный сток отводится ливневой канализацией.

Фактически система коллекторов водоотведения города проложена в поймах рек и ручьев – реки Салгир, Сливянка, М. Салгир, Абдалка, Мокрый Лог, в грунтах, геологическая структура которых отличается высоким коэффициентом фильтрации, а уровень грунтовых вод на многих участках коллекторов выше отметки середины их диаметров. На рис.1 приведены совмещенные графики изменения концентрации БПК5 в хозбытовом стоке за исследуемый период, притекающем на канализационные очистные сооружения (КОС) г. Симферополя и в воде р. Салгир, имеющей наибольший расход из рек, в поймах которых и расположены коллекторы водоотведения. По характеру рисунка видно, что концентрация параметров БПК5 (а так же по имеющимся данным хлоридов, сульфатов, нитритов и взвешенных веществ) за исследуемый период имела тенденцию к снижению, что может косвенно подтверждать факт увеличения притока сточных вод на КОС г. Симферополя с разбавлением хозяйственно-бытового стока водами инфильтрационного притока (ИП). Следует при этом отметить факт засушливости последних лет, т.е. малого количества атмосферных осадков в регионе в летний период, кроме того, свыше 55% сетей и коллекторов имеют амортизационный износ более 70%, и в связи с этим службами эксплуатации канализации в последние 10 лет отмечается увеличение притока на КОС, превышающее расчетные объемы. К 2001 году

количество сточных вод, поступающих на КОС города, превысило расчетное на 62% (по причине общей совокупности соответствующих факторов). В выполненом расчете величины дополнительных притоков сточных вод в систему водоотведения города учтены ливневые стоки, притоки инфильтрации грунтовых вод, неучтенные притоки из систем горячего водоснабжения из-за погрешности в работе водосчетчиков, дополнительные притоки из системы водоснабжения из-за хищений воды, а также внутридомовые утечки.

Особенностью расчета является то, что все перечисленные составляющие притока, кроме инфильтрационного, определяются на основании действующих нормативных документов. Расчет инфильтрационного же притока,который является природным фактором, может быть произведен только по эмпирическим зависимостям, предложенным в ряде работ [1-8]. Но с другой стороны, отсутствие систематизированных измерений и наблюдений за сверхнормативными расходами в сетях водоотведения не позволяет уточнить величины расходов в коллекторах в отдельные характерные периоды. Рассматриваемый вопрос изучается за рубежом и в нашей стране по сегодняшний день.

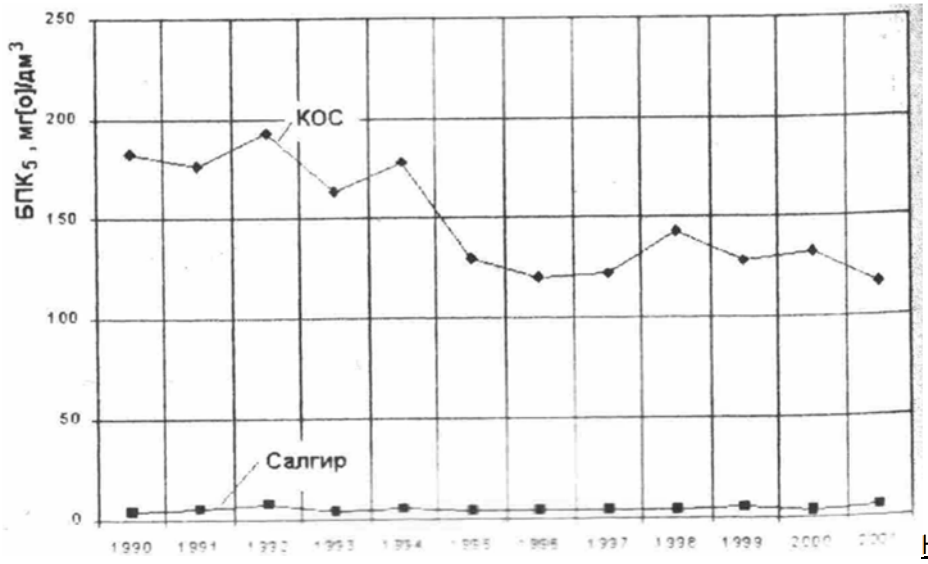


Рис.1. Зависимость изменения БПК5 в наблюдаемый период

По данным зарубежных авторов неучтенные поступления инфильтрационных вод в канализационные коллектора составляют 10-30%, а в отдельных случаях (США) равны 100-200% расхода, чем объясняются случаи, когда к моменту ввода в действие комунальных коллекторов фактически расходы зачастую превышают проектные, несмотря на 20-25% запас заложенный при их расчете. Расчет инфильтрационного притока в сети водоотведения зарубежные коллеги производят по формулам, приведенным ниже.

Так, при проектировании канализации г. Чикаго (США) для определения инфильтрационного притока (ИП) использовались эмпирические зависимости:

$$Q_{инф}=46,2*d*L, м^3/сут\text{-для труб диаметром до 400мм}, \quad (1)$$

$$Q_{инф}=70,0*d*L, м^3/сут\text{-для труб диаметром 400-750мм}, \quad (2)$$

где: d- диаметр труб, м, L- длина участка сети данного диаметра, км.

В Венгрии предусмотрен о увеличение суточных расходов сточных вод за счет инфильтрации грунтовых вод в сеть хозбытового водоотведения определять по формуле:

$$q_1 = 4b(\alpha_1 \cdot d \cdot L + 0{,}1 \cdot F \cdot n), \text{ л/м}, \quad (3)$$

где: b — наибольшая высота уровня грунтовых вод над трубопроводом, м;d — внутренний диаметр трубопровода, см; XL — длина трубопровода, уложенного внутри грунтовых вод,м; F-площадь внутренней поверхности одного колодца на участке трубопровода, уложенного в зоне грунтовых вод, м2; n — число колодцев на этом участке, шт.; α1, — величина, зависящая от материала труб и вида стыковых соединений.

Кроме того, ИП в сети водоотведения при наличии некачественных соединений труб, предлагается определять по таблице 1.

Таблица 1- Удельный добавочный расход (л/с-га)

Плотность населения, чел/га	Удельный добавочный расход (л/с-га)		
	инфильтрации	Некачествен-ного соединения труб	Всего
50-200 201-400 выше 400	0,1 0,12 0,15	0,35 0,4 0,5	0,45 0,52 0,65

В Польше количество ИП, поступающее в сеть хозбытового водоотведения, рекомендуется принимать в пределах 0,1-0,2л/с на 1 га площади водосборного басейна. Величина этого расхода ИП может достигать 30-40% от расхода хозбытовых сточных вод.

В Германии дополнительный расход воды, поступающей в раздельную сеть водоотведения и «посторонние» воды рекомендуется учитывать в л/с на 1 га обслуживаемой территории в зависимости от плотности населения.(таблица 2)

Таблица 2- Дополнительное количество дождевых и «посторонних» вод к модулю стока бытовых сточных вод

При плотности населения чел./га	Дополнительное количество дождевых и «посторонних» вод к модулю стока бытовых сточных вод в л/с с га
50-250	0,5
300-400	0,6
400	0,7
500	0,8
> 500	1

Этот расход при неблагоприятных условиях может достигать 100% количества хозбытового стока.

Следовательно, за рубежом учитывается фактор дополнительного расхода ИП, что зафиксировано в соответствующих документах. Но за рубежом имеются и широко применяются методы и приборы обнаружения и измерения неучтенных поступлений в канализационные коллекторы, в том числе телеметрическая аппаратура.

В нашей стране отсутствуют специальные нормативные документы и методики для расчета притока ИП грунтовых вод в системы водоотведения. Однако, при возникновении такой задачи можно применить формулу.

$$Q_{доп} = 0{,}15 \cdot L\sqrt{md}\ , \text{лс}, \qquad (4)$$

где: L — общая длина трубопроводов, до расчитываемого об'єма (КОС),км; md- величина максимального суточного количества осадков, мм, определяемая по [9].

А так же можно воспользоваться формулой [10]:

$$Q = K \cdot q \cdot L \qquad (5)$$

где:

$$K = K_{м} \cdot \sqrt{2gh} / \sqrt{2gH} \qquad (6)$$

К- коефициент увеличения притока грунтовых вод в канализационную сеть в зависимости от срока ее эксплуатации; q- норма притока грунтовых вод, м3 км/год; L- длина сетей, км.

Особенностью такого расчета является то, что одновременно с притоком от инфильтрации грунтовых вод в коллекторы и сети с уровнем заложения ниже уровня грунтовых вод, происходят утечки из сетей, лежащих выше уровня грунтовых вод.

Выполненные расчеты ИП показали, что расчетное поступление сточных вод на КОС г. Симферополя за 2001 год, с учетом дополнительных притоков, практически соответствует фактическому.

Список использованных источников

1. Eagar John A. «Storm sewerage treatment* Civ.
2. Diahl Danglass -Infiltration problem of roll- ndwater in severs - Amer City and Contry:>1976, 91, N4. 55-56.
3. lowing M.S. Nevson>n M.D. «Flood event data coolation .»Water and Waster End 1973,91, 3.
4. Besson Loc: «'Ilie definition jf points of sloims sewerage entering With stoke.» Water and Wastes Eng». 1974. N19. 50-60.
5. Ssantrv I.W. «The eekpenses for sewerage network J exploitation»,J.W.P.C.F», 1972.44. N7.

6. М.Е. Жернов. Динамика подземных вод Киев. Вища школа», 1982.
7. Х.В. Малютин, Э.Я. Малоян. Практические расчеты по бурению скважин на воду. «Недра», М., 1968.
8. И.А.Кабалониев, М.В.Седенко.Гидрогеология.Инженерная геология и осушение месторождений.М.,»Недра»,1973.
9. СНиП. 2.01.01.-82 «Строительная климатология и геофизика».М. Стройиздат, 1982.
10. Методика разработки технологических нормативов использования води на предприятиях водопроводно-канализационного хозяйства Украины.Введения в действие с 1.10.1998г.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ ПРИРОДНЫХ ГИДРОГЕОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РЕЖИМ РАБОТЫ ПОДЗЕМНЫХ КОММУНИКАЦИЙ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

Терновская О.И.,Бугас Н.В.,Дяконов В.И.,Богомолова В.П.,
Годованык Я.В.,Косенко Д.И.,Крамаренко Е.С.

Установлена зависемость инфильтрации груповых вод в колекторе, сети и параметров уровня заложения,что позволяет прогнозировать утечку из сети.

Abstract

EFFECT OF NATURAL HYDROGEOLOGICAL FACTORS ON MODE OF UNDERGROUND COMMUNICATION LIFE

O.Ternovskaya,N.Bugas,V.Dyakonov,V.Bogomolov, Y.Godovanyk, D.Kosenko,
E.Kramarenko

Installed zavisemost infiltration grupovyh waters of collectors, the network parameters and the level of burial, that allows to predict the leakage from the network.

УДК 631.362

РЕЗУЛЬТАТИ СЕПАРАЦІЇ НАСІННЯ РІПАКУ НА БАГАТОЯРУСНОМУ УДАРНОМУ СЕПАРАТОРІ

Богомолова В.П., ст. викл.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В роботі приведені результати досліджень впливу параметрів процесу сепарації насіння ріпаку на вихід очищеної фракції на багатоярусному ударному сепараторі.

Виробництво насіння ріпаку у світі з кожним роком збільшується [1,3]. Підвищений інтерес до ріпаку обумовлений гарною пристосованістю цієї культури до помірного клімату, високою продуктивністю сучасних сортів, прогресивною технологією оброблення. Збільшується потреба у виробництві рослинної олії та високобілкових кормів з насіння ріпаку.

Постановка проблеми. Підготовка насіннєвого матеріалу ріпаку ведеться спеціалізованими насіннєвими господарствами з дотриманням вимог інтенсивної технології оброблення цієї культури. Посівні якості насіння ріпаку повинні відповідати вимогам ГОСТ 9824-87. Ним регламентуються показники чистоти насіння, вміст насіння інших рослин, у тому числі бур'янистих, схожість і вологість насіння.

Як показала практика насінницьких господарств, одна з основних проблем підготовки насіннєвого матеріалу ріпаку - очищення його від важковідокремлюваних насінь бур'янистих рослин та склероцій білої гнилі. Типовою є ситуація, коли, після проходження всього циклу післязбиральної обробки, вихід насіння ріпаку I класу становить 35 - 40%, а ще 35 - 40% повноцінного насіння, по всім іншим показникам задовольняючих вимогам стандарту, не вдається довести до рівня I класу.

Аналіз останніх досліджень. Перші дослідження фізико-механічних властивостей насіння ріпаку проводилися С. Пабісом, Е. Біловицькою, П. Гайдаєм [4]. У роботах Н.Г.Гладкова [5] наводяться дані про питому вагу, розміри, аеродинамічні властивості, стан поверхні та формі насіння ріпаку та підмаренника чіпкого.

Слід зазначити, що найбільш повно фізико-механічні властивості насіння ріпаку, та його важквідокремлюваних засмічувачів наведені в роботі [6]. Авторами вивчалися розмірні характеристики, густина, аеродинамічні властивості насіння ріпаку та склероцій білої гнилі. На підставі проведених досліджень ними встановлено, що по жодному з досліджуваних ознак розділити їх неможливо.

В роботі Лук'яненко В.М. [7] проведені дослідження процесу сепарації насіння ріпаку на віброфрикційному сепараторі. Недоліками цієї машини є складність конструкції та невелика продуктивність з-за яких вона не знайшла використання.

Мета дослідження. Метою досліджень є дослідження впливу параметрів процесу сепарації насіння ріпаку на багатоярусному ударному сепараторі.

Результати досліджень. Одним з перспективних способів очищення насіння ріпаку від важковідокремлюваних домішок є сепарація за пружніми властивостями. Вона здійснюється шляхом удару насіння по відбивній поверхні та поділу на фракції насіння, що рухаються після відбиття за різними траєкторіями. Однак, недостатня вивченість закономірностей сепарації насіння за пружніми властивостями стримує можливості вдосконалення робочих органів пристрою, який дозволив би підвищити якість виконання процесу.

Таким чином, удосконалення способу очищення насіння ріпаку від важковідокремлюваних домішків за пружними властивостями, з метою підвищення його ефективності, є актуальним завданням.

Принцип багаторазовості удару зерна об поверхню, що сепарує, використаний у пристрої, схема якого представлена на рис.1.

Пристрій виконаний у вигляді багатоярусного ударного сепаратора.

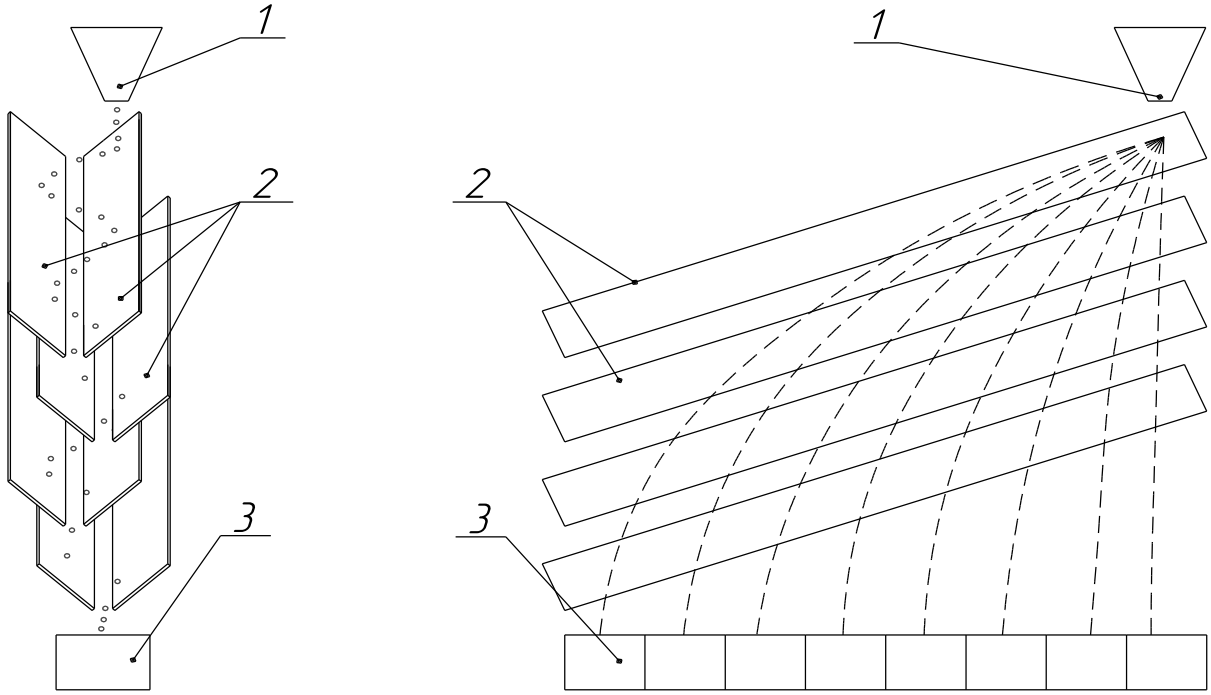


Рис.1 Схема модуля багатоярусного ударного сепаратора

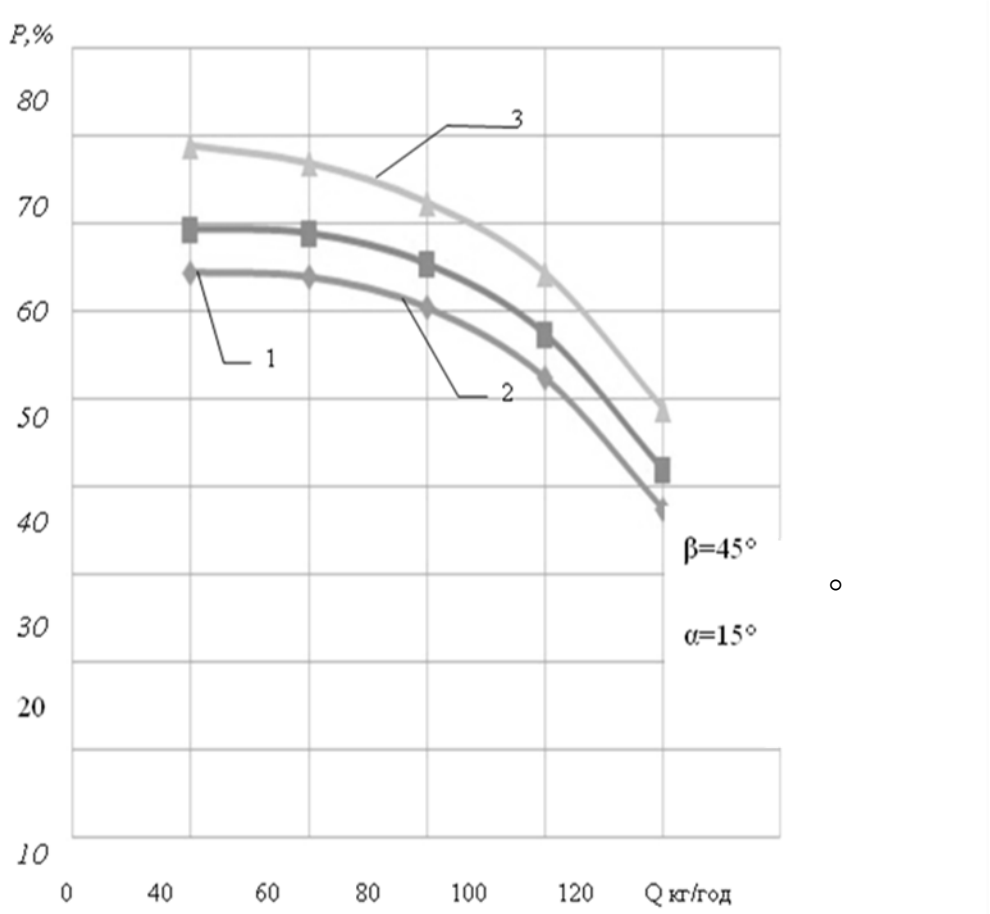
Багатоярусний ударний сепаратор складається з одного або декількох модулів залежно від продуктивності. Модуль складається з живильного бункера 1, похилих з поздовжньо-поперечним нахилом неперфорованих дек 2 розташованих опозитно одно до одної, так що вони створюють ярус і приймачів продуктів поділу 3. Причому кожний ярус зміщено один до одного в поперечному напрямку до половини його ширини.

У цьому пристрої зернова суміш із живильного бункера послідовно надходить на каскад ударних дек. Деки мають поперечний і поздовжній нахили і розташовані так, що зернова суміш, випробувавши удар об одну, співударяється з поруч розташованою. Чим вище пружність зерна, тим більшу кількість ударів воно випробовує в проміжку між поруч розташованими деками, а, виходить, і на більшу відстань уздовж поздовжньої осі переміститься від місця подачі. Зійшовши з верхніх дек, зерно під дією сили ваги знову набирає необхідну швидкість і вдаряється об деку, розташовану в нижчому ярусі, але вже зі зсувом від місця подачі на відстань, пропорційну, в остаточному підсумку, пружності зерна. Далі процес повторюється в другому ярусі, а потім і у всіх інших, нижче розташованих парах дек (ярусах).

У нижній частині пристрою розташовані прийомні ємності, і найбільш пружні зерна, в остаточному підсумку, потрапляють у самий далекий від живильного пристрою приймач. Відповідно дроблені, щуплі й найменш пружні та насіння буряків будуть потрапляти в ближні від живильника приймачі.

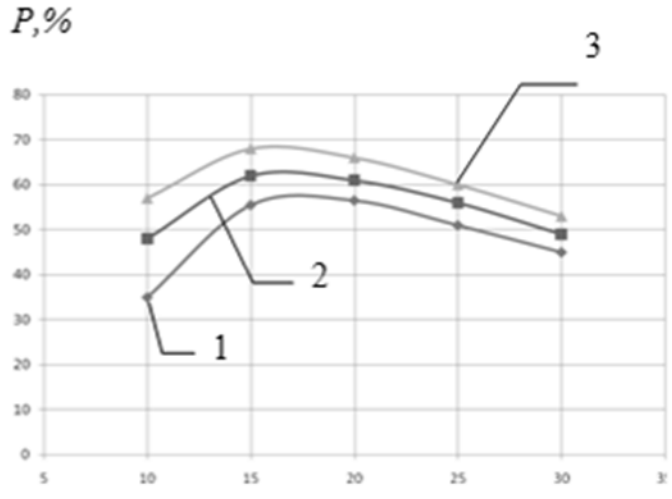
Були проведені дослідження впливу параметрів сепарації на вихід очищеної фракції.

Для досліджень були прийняті суміші насіння ріпаку врожаю 2009 р. засміченістю 9,2%, 15,2% та 18,8%. Поперечний кут нахилу β робочих поверхонь був прийнятий 45°, поздовжній α-15°. Подача суміші на один модуль змінювалася від 40 до 120 кг/год. Результати досліджень представлено на рис.2. Як видно з рис. 2 вихід очищеної фракції суттєво залежить від подачі суміші Q, а також від її засміченості. Криві залежності виходу очищеної фракції від подачі носять гіперболічний характер. Вихід очищеної фракції при цьому змінюється від 32% до 58%; 40% до 68% та і від 50% до 78% відповідно для сумішей засміченістю 9,2%, 15,2%, 18,8%. Тобто зі збільшенням подачі і засміченості вихід очищеної фракції зменшується.

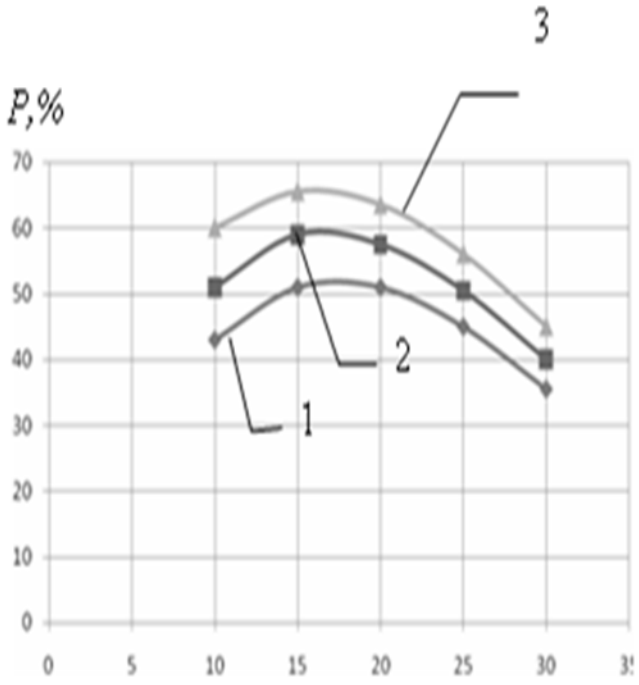


1-засміченість 9,2%, 2- засміченість 15,2%, 3- засміченість 18,8%.

Подальші дослідження проводилися при постійній подачі 80кг/год. на тих же сумішах. При дослідженнях впливу кутів нахилу поперечний кут приймався фіксованим 25°, 35°, 45° і 55° зі зміною поздовжнього кута нахилу від 10° до 30° з інтервалом в 5°. Результати досліджень представлені на (рис.3).

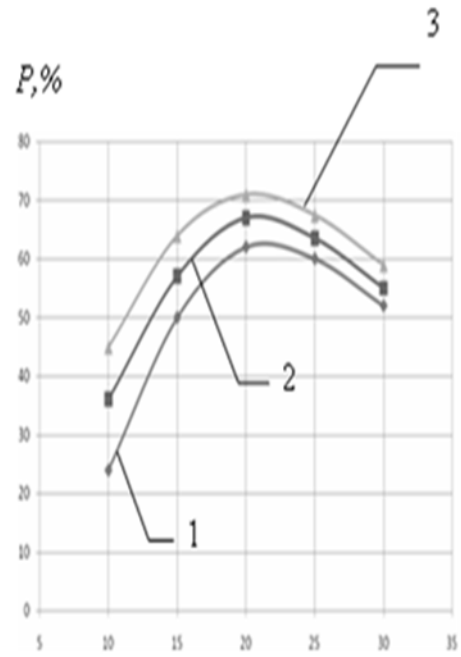


в) β=35°



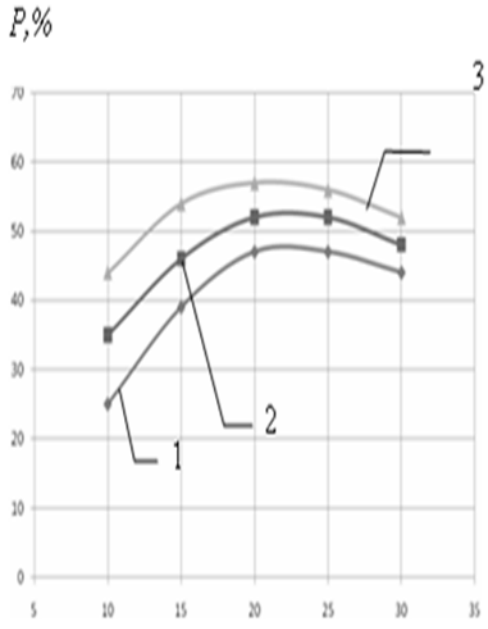
а) β=25°

α, град



c) β=45°

α, град



d) β=55°

α, град

Рис. 3. Вплив кутів нахилу ударних поверхонь на вихід очищеної фракції.

1-засміченість 9,2%, 2- засміченість 15,2%, 3- засміченість 18,8%.

Як видно з рис.3 вихід очищеної фракції значною мірою залежить від поздовжнього кута нахилу робочих поверхонь і змінюється від 45% до 70% та від 25% до 62% співвідносно при меншій та більшій засміченостях, маючи при цьому при всіх досліджених кутах нахилу яскраво виражені екстремуми. Причому зі збільшенням поперечного кута нахилу екстремуми виходу очищеної фракції виражені яскравіше, а при зміні при цьому поздовжнього кута вони зміщаються убік більших кутів; від 15° при поперечному куті 25° до 25° при поперечному куті нахилу 55°. Засміченість на вихід очищеної фракції і при зміні кутів нахилу впливає також практично прямо пропорційно через майже еквідистантний характер кривих залежно від засміченості. Можна лише відзначити, що при менших поздовжніх кутах нахилу вплив засміченості на вихід очищеної фракції трохи вище чим при більших кутах тому що криві відстоять одна від іншої на більшу величину.

В розробленому сепараторі енергія на процес сепарації не використовується тому, що зерно переміщається в робочому органі під дією сили тяжіння. Можна також відмітити безпеку роботи сепаратора так як в ньому немає рухомих частин , причому працює сепаратор практично без шуму.

Висновки

Із проведених досліджень видно, що найбільш доцільно процес сепарації сипучої суміші ріпаку слід вести при подачі вихідної суміші до 80кг/год. на один модуль сепаратора, поперечний кут нахилу встановити біля 45°, поздовжній 20°.

Список використаних джерел

1. Скрипник А.В. О програмне развития агропромышленного сектора юго-восточной части Украины до 2003 года //Збірник наукових праць ін-ту олійних культур УААН.-1999.-Вип.4.-С.213-216.
2. Нарижный И.Ф. Рапс: опыт, резервы, проблемы //Масличные культуры.-1987.-№2.-С.2-3.
3. Романенко Г.А. Рапс- важнейший резерв увеличения производства растительного масла //Масличные культуры.-1987.-№4.-С.2-5.
4. Пабис С., Биловицка Э., Гайдай Л. Теплопроводность и коэффициент температуропроводности в слое зерна некоторых сельськохозяйственных продуктов // Инженерно-физический журнал.-1970.-№3.-С.11-15.
5. Гладков Н.Г. Сепарирование семян по свойствам их поверхности //Труды ВИСХОМ.-1959.-Т.7.-С.135-192.
6. Средства механизации для возделывания, уборки и послеуборочной обработки рапса: Отчет о НИР (промежуточн.) /Всесоюзн. научно-исслед. ин-т масл.культур.-О.СХ. 65.04.06.03.- Краснодар, 1985.-74с.
7. Лукьяненко В.М. Исследование процесса очистки семян рапса от склероциев белой гнили //Совершенствование рабочих органов с.-х. машин: Сб.науч.тр.УСХА.-1988.-С.28-32.

Аннотация

РЕЗУЛЬТАТЫ СЕПАРАЦИИ СЕМЯН РАПСА НА МНОГОЯРУСНОМ УДАРНОМ СЕПАРАТОРЕ

Богомолова В.П.

В работе приведены результаты исследований влияния параметров процесса сепарации семян рапса на выход очищенной фракции на многоярусном ударном сепараторе.

Abstract

RESULTS OF SEPARATION RAPESEED MULTISTOREYED SHOCK SEPARATORS

V. Bogomolova

The results of studies of the effect of process parameters on the separation of rapeseed yield of purified fractions on the multi-tiered impact separator.

Зміст

ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИЙ РЕЖИМ РУХУ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА ГОНІ 5
Лебедєв А.Т., Лебедєв С.А., Погорілий В.В.

ОЦЕНКА УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА СИСТЕМЫ КУРСОВОЙ СТОЙКОСТИ С.-Х. МОТОАГРЕГАТОВ 12
Лебедев А.Т., Овсянников С.И.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО ЭНЕРГОЗАТРАТАМ ТРАКТОРОВ ПРИ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ 18
Лебедев С.А., Пипченко А.Н.

ВЛИЯНИЕ БЛОКИРОВКИ КОЛЕС НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ 22
Подригало М.А., Савченков Б.В., Холодов М.П.

ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛЯХ 31
Сандомирський М.Г., Мироненко Г.П., Плугатарьов А.В.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРІВ ВИКОРИСТАННЯМ RCM МЕТОДУ 34
Макаренко М.Г., Афанасьєва С.Є., Макаренко О.М.

УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА 40
Ткаченко Д.И., Кулаков Ю.Н., Дищенко А.А., Колесник И.В., Кухаренко В.А., Гайдаш С.Г, Проценко С.М.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО УБОРОЧНОГО КОМПЛЕКСА НА ОСНОВЕ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТОВ 45
Подригало М.А., Лебедев А.Т., Кисель В.С.

ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ ВОДІННЯ МТА ПРИ НАПІВАВТОМАТИЧНОМУ КЕРУВАННІ 54
Єсіпов О.В., Поляшенко С.О., Погорєлов О.В., Кузьмин А.В.

ДО ПИТАННЯ ПРО ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ 61
Варваров Л.М., Антипенко А.М.

ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА УПРАВЛЯЮЩЕГО КЛАПАНА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ 69
Пойда А.Н., Сивых Д. Г., Капустин Д.А.

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 77
Попович П.В., Цьонь О., Попович Т.

АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КОЛІС С/Г ПРИЧЕПА
В ПОЛЬОВИХ УМОВАХ 82
Рибак Т., Попович П., Целюк С., Цьонь О.

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА МОТОРНОГО МАСЛА
ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРА ХТЗ - 17021 87
Наглюк И.С.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОЗГОНУ ДИЗЕЛЯ ПРИ КОРЕКТУВАННІ
ПАЛИВОПОДАЧЕЮ ЗА ГРАНИЧНИМ ЗНАЧЕННЯМ ДИМНОСТІ
ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ 93
Левчук В.І., Арендаренко В.М., Іванов О.М.

АВТОМАТИЗАЦІЯ КЕРУВАННЯ ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБОМ
У МОСТОВОМУ ЗЕМЛЕРОБСТВІ 101
Улексін В.О.

МЕХАТРОННА ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА
МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ 110
Антощенков Р.В., Ковальов Р. Ю.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ
СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ВЫХОДНЫЕ
ПАРАМЕТРЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ТРАНСМИССИЙ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН 114
Косолапов В.Б., Литовка С.В.

ДИСКРЕТНИЙ МЕТОД СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ
КЕРУВАНЬ ТЕХНИЧНИМИ СИСТЕМАМИ 119
Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.

ВПЛИВ ЗМІНИ ПРОХІДНОГО ПЕРЕРІЗУ СОПЛОВИХ ОТВОРІВ
РОЗПИЛЮВАЧА ФОРСУНКИ НА ПОТУЖНОСНІ ПОКАЗНИКИ
ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА 126
Шуляк М.Л.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ПОЛУПРИЦЕПНЫХ СКРЕПЕРОВ ПУТЕМ УЛУЧШЕНИЯ ИХ
ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ КАЧЕСТВ..... 134
Тютюн А.В.

ВПЛИВ ЗОВНІШНІХ ЧИННИКІВ НА ДИНАМІКУ, ПРОДУКТИВНІСТЬ
І ФУНКЦІОНАЛЬНУ СТАБІЛЬНІСТЬ МОБІЛЬНИХ МАШИН 141
Артьомов М.П.

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА
ГИДРОПРИВОДА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА РАБОТУ ТРАКТОРА..... 149
Шушляпин С.В., Щербак Е.Л., Курилко Д.П.

БАЛАНС МОЩНОСТИ И КПД ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПРИВОДОМ
ОТ ВОМ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬХОЗМАШИН.....**Ошибка!**
Закладка не определена.
Лебедєв А.Т., Шевченко И.А., Кот А.В.

ОБГРУНТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СИЛОВОГО МОДУЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ 162
Ткаченко Д.І., Доценко М.Г., Діщенко А.А., Колєснік І.В., Кухаренко В.А., Гайдаш С.Г, Проценко С.М.

СКЛАДАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗРАХУНКУ ПІДВІСКИ СИДІННЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА Т - І50К 167
Лук'яненко В.М., Жиліна О.О., Кісь В.М., Кузьміна К.С.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЛУНОЧНИХ ПОКРИТТІВ В УМОВАХ ГРАНИЧНОГО ТЕРТЯ 171
Марчук В.Є., Радько О.В., Ляшенко Б.А., Градиський Ю.О.

ВПЛИВ МІКРОХВИЛЬОВОГО ОПРОМІНЕННЯ ПОСІВНОГО МАТЕРІАЛУ НА УРОЖАЙНІСТЬ, ПОСІВНІ ТА ТОВАРНІ ЯКОСТІ НАСІННЯ ЗЕРНОВИХ КОЛОСОВИХ КУЛЬТУР 178
Буряк Ю.І., Огурцов Ю.Є., Безпалько В.В., Солошенко О.В., Гаврилович Н.Ю., Солошенко В.І., Осипова Л.С., Кочетова С.І., Фесенко А.М.

СУТНІСТЬ ТА ПРОБЛЕМИ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ НА ПІДПРИЄМСТВАХ 184
Листопад І.О., Гудима І.В.

КОМПЛЕКСНА СИСТЕМА ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ВІД ПОНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ 189
Калініченко В.М., Ришард Титко

УТОЧНЕНІ УМОВИ УТВОРЕННЯ СТРУЖКИ ПРИ ЗРІЗАННІ КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКА БУРЯКОРІЗАЛЬНИМИ НОЖАМИ 195
Фабричнікова І.А., Євдокимов В.М.

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ МОЛОКА З ДОПОМОГОЮ ВІРТУАЛЬНОЇ МІРИ ЯКОСТІ 202
Гонсьор О.Й.

СПОСІБ ПІДПОВЕРХНЕВОГО УЛЬТРАМОЛООБ'ЄМНОГО ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ХІМІЗАЦІЇ І РОБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ 209
Мельник В.І., Лук'яненко О.В., Павленко А.В.

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ СТАНУ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ПРИ РІЗНИХ МЕТОДАХ ОБРОБКИ 212
Дудніков А.А., Канівець О.В., Дудник В.В., Келемеш А.О.

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРЬОХРІВНЕННОГО КОРМОЗМІШУВАЧА ІНГРИДІЄНТІВ КОМБІКОРМІВ 216
Мироненко А.П.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОХОЛОДНИКА МОЛОКА ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПУ 223
Дмитрів В.Т., Банга В.І., Жінчин Я.С.

К ВОПРОСУ ВЫБОРА СПОСОБОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗНОШЕННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЛЬВАНИЧЕСКИМИ ПОКРЫТИЯМИ 226
Гладченко В.Я., Блезнюк В.Н., Смицька С.В.

ПРИНЦИПИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ 230
Листопад І.О., Лук'яненко В.М., Листопад О.І.

ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОКЛІМАТИЧНИХ УМОВ НА РОБОЧОМУ МІСЦІ ОПЕРАТОРА МОБІЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА 237
Лук'яненко В.М., Галич І.В., Мірошнікова В.Р.

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ 241
Булгаков В.М., Головач І.В., Салтисюк В.І.

ВПЛИВ ТРАВМУВАННЯ І МІКРООРГАНІЗМІВ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ЗЕРНА І НАСІННЯ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ ПРИ ЗБИРАННІ, ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОМУ ОБРОБІТКУ ТА ПОСІВІ 248
Дерев'янко Д.А.

ДО ПИТАННЯ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ ДЛЯ СТВОРЕННЯ, ФОРМУВАННЯ ТА ВЕДЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ КОМП'ЮТЕРНИХ ПРОГРАМ БАЗ ДАНИХ ЩОДО РЕЄСТРУ ПІДПРИЄМСТВ, ОРГАНІЗАЦІЙ І УСТАНОВ ГАЛУЗЕЙ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА, ЯКІ МОЖУТЬ БУТИ ЗАДІЯНИМИ ДО ВИКОНАННЯ ЗАХОДІВ І РОБІТ ДЛЯ ПОТРЕБ ДЕРЖАВИ 252
Кірієнко М.М., Винокуров М.О., Зінченко О.О., Сізенко О.В., Андрейченко І.І., Черненко Р.П.

МЕТОДИ ОЦІНЕННЯ ВИРОБНИЧОГО РИЗИКУ НА МЕХАНІЗОВАНИХ РОБОТАХ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ 258
Войналович О.В., Мотрич М.М., Кірдань В.Є.

ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАКОНОДАВЧОЇ БАЗИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ ЯК ЗАПОРУКА ЗДОРОВ'Я ТА БЕЗПЕКИ НАЦІЇ 265
Сєріков Я.О.

ОСОБЛИВОСТІ УМОВ ПРАЦІ НА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЕТАПАХ ВИРОБНИЦТВА БІОПАЛИВА 270
Цапко В.Г., Стеренбоген М.Ю., Чудновець А.Я., Папач В.В.

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ДЕЗАКТИВАЦІЇ ТВЕРДИХ ПОВЕРХОНЬ УЛЬТРАЗВУКОМ 277
Ковжога С.О., Писарєв А.В., Лазутський А.Ф., Молодцов В.А. Табуненко В.О.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИН ПО УРАВНЕНИЮ ОПРОКИДЫВАНИЯ В ПОПЕРЕЧНОЙ ПЛОСКОСТИ 282
Кириенко Н.М., Полянский А.С., Задорожняя В.В.

РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ МОДЕЛІ МАШИНИ
ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНИХ ДВИГУНІВ
МЕХАТРОННОГО КЛАСУ, ЯК ОБ'ЄКТУ УПРАВЛІННЯ
В СИСТЕМІ "МАШИНА – ОПЕРАТОР –
НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ" 290
Д'яконов В.І., Богомолова В.П., Дьяконов О.В., Крамаренко Є.С., Курченко А.Г., Шептур А.О., Нємічева Н.В., Волощенко В. В., Бугас М. В., Заблоцкий С. Н.

ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ УТИЛІЗАЦІЇ БЕЗПІДСТИЛКОВОГО ГНОЮ 296
Присяжна Л.П., Рідний В.Ф., Міленіна К.М, Фесенко А.М., Переверзева Л.М., Рідна К.Р.

ПРОБЛЕМИ НАГЛЯДОВОЇ ДІЯЛЬНОСТІ В ГАЛУЗІ ОХОРОНИ ПРАЦІ 300
Семашко Л.А., Винокуров М.О., Переверзева Л.М.

ОЦІНКА ПОТЕНЦІЙНОГО РИЗИКУ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ НАСЕЛЕННЯ
НА ЗАБРУДНЕНИХ ПРОДУКТАМИ ЗГОРЯННЯ ТЕРИТОРІЯХ
В РЕЗУЛЬТАТІ АВАРІЇ НА СКЛАДАХ БОЄПРИПАСІВ 309
Азаров С.І., Сидоренко В.Л., Бикова О.В., Єременко С.А.

МІЖНАРОДНА КОНВЕНЦІЯ 1921 р. «ПРО ПРАВО НА ОРГАНІЗАЦІЮ
І ОБ'ЄДНАННЯ ТРУДЯЩИХ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ»
ЯК ЧАСТИНА НАЦІОНАЛЬНОГО ЗАКОНОДАВСТВА УКРАЇНИ..... 316
Кононенко В.П.

ИНТЕГРИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ГАЗОПЛАМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ
С ЭЛЕКТРОИСКРОВЫМ ЛЕГИРОВАНИЕМ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ИЗДЕЛИЙ..... 324
Лузан С.А.

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИБОРУ ТИПУ І ТИПОРОЗМІРУ
МЕХАНІЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА
ДЛЯ ГАЗОФІКОВАНИХ ДВИГУНІВ 330
Дьяконов О.В.

МЕТОДИ САМОКОНТРОЛЮ ОХОРОНИ ПРАЦІ..... 336
Думенко І.В., Бука С.К.

ОСОБЛИВОСТІ ВІДШКОДУВАННЯ ШКОДИ,
ЗАПОДІЯНОЇ ДЖЕРЕЛОМ ПІДВИЩЕНОЇ НЕБЕЗПЕКИ. 341
Таран Ю.С.

СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ БІОМАСИ
ДЛЯ ГАЗИФІКОВАНИХ ДВИГУНІВ 346
Дьяконов О.В.,

БИОМОНИТОРИНГ ПРИРОДНЫХ И ТЕХНОГЕННЫХ
ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ИХ
НЕГАТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ЧЕЛОВЕКА 356
Черепнев И.А., Ляшенко Г.А., Полянова Н.В., Василенко В.А., Сизенко А.В.

ВЛИЯНИЕ ПРИРОДНЫХ ГИДРОГЕОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РЕЖИМ РАБОТЫ ПОДЗЕМНЫХ КОММУНИКАЦИЙ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ 367
Терновская О.И., Бугас Н.В., Дяконов В.И., Богомолова В.П., Переверзева Л.Н., Годованик Я.В., Косенко Д.І., Крамаренко Є.С.

РЕЗУЛЬТАТИ СЕПАРАЦІЇ НАСІННЯ РІПАКУ НА БАГАТОЯРУСНОМУ УДАРНОМУ СЕПАРАТОРІ 371
Богомолова В.П.

ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Випуск 107

“Механізація сільськогосподарського виробництва”

Том 2

Відповідальний за випуск: Харченко С.О.

Редактори: Лебедєв А.Т., Лук’яненко В.М., Кірієнко М.М.

Комп’ютерна верстка: Коршунов К.С., Козлов Ю.Ю., Галич І.В., Косенко Д.І.

Видання здійснено на кошти Харківського міського благодійного фонду
"Інженерні кадри села"

Електронний варіант можна завантажити з сайта
ННІ МСМ ХНТУСГ ім. Петра Василенка:
http://mtf-khntusg.at.ua

Підписано до друку 16.03.2011. Здано до набору 17.03.2011.
Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Офсетний друк. Умов. друк. арк. 18,3
Тираж 300 примірників

Роздруковано у друкарні ФОП Червяк В.Є.
61120, Харків, вул. Г. Широнінців, 18, к.179
Зам. № 19/11 тел. 7328660