XVIII
40492

ISSN 2311-1828

Перша заповідь землероба:
«Збереження довкілля і ґрунту як джерела родючості для майбутніх поколінь»

№ 2(12)
2019

ІНЖЕНЕРІЯ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ



Харків

Міністерство освіти і науки України
Ministry of Education and Science of Ukraine

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
SCIENTIFIC JOURNAL

ІНЖЕНЕРІЯ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ

2019, № 2 (12)

ENGINEERING OF NATURE MANAGEMENT

2019, # 2 (12)

Харків – 2019 – Kharkiv

••• ЗМІСТ •••
••• CONTENT •••

••• Енергозбереження і альтернативна енергетика •••
••• Energy saving and alternative energy •••

Мельник В.І., Цимбал Б.М. Аналіз тепло-енергетичних систем з використанням теплових насосів із інтегрованими у фундамент ґрунтовими теплообмінниками ……. **6**

Полянський О.С., Дьяконов О.В., Д'яконов В.І., Скрипник О.С. Оптимізація основних параметрів брикетування ……..…….. **17**

••• Мобільні і стаціонарні енергозасоби та їх елементи •••
••• Mobile and stationary power units and their elements •••

Галич І.В., Антощенков Р.В., Антощенков В.М. До дослідження динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою і урахуванням нерівності опорної поверхні ……. **28**

Калінін Є.І. Аналіз динаміки транспортно-технологічних агрегатів як систем змінної маси …….. **38**

Подригало М.А., Тарасов Ю.В. Оценка функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей …… **44**

Дубінін Є.О., Полянський О.С., Клец Д.М., Задорожня В.В. Математичне моделювання руху шарнірно-зчленованої колісної машини без пружного елементу у з'єднувальному шарнірі …….. **51**

••• Інтенсивні та екологічно ощадні технології рослинництва •••
••• Intensive and eco-savings crop production technologies •••

Артьомов М.П. Сучасні проблеми і напрямки розвитку систем землеробства в Україні …….. **60**

••• Техніка і технології тваринництва •••
••• Engineering and technology livestock •••

Дмитрів В.Т., Дмитрів І.В., Яцунський П.П. Дослідження пневмоелектромагнітного пульсоколектора доїльного апарата методом планованого експерименту …… **66**

••• Переробка та зберігання сільськогосподарської продукції •••
••• Processing and storage of agricultural products •••

Самойленко Т.В., Арендаренко В.М., Мельник В.І. Теоретичне моделювання процесу гравітаційного завантаження силосу зерном по відкритому гвинтовому каналі …… **73**

Ляшенко С.О., Фесенко А.М., Ляшенко О.С. Побудова математичних моделей різних схем процесу випарювання соку для автоматизованих систем управління …… **79**

••• Конструкція і теорія сільськогосподарських машин •••
••• Construction and theory of agricultural machines •••

Нанка О.В., Бакум М.В., Крекот М.М. Дослідження мінливості розмірних характеристик насіння зернових культур …….. **90**

Ольшанський В.П., Спольнік О.І., Бурлака В.В., Сліпченко М.В. Коливання прямокутної пластини на однобічній пружній основі при імпульсному навантаженні …… **96**

Пархоменко С.Г. Математическое моделирование культиваторного машинно-тракторного агрегата …….. **102**

••• Ефективність використання машин в землеробстві •••
••• Efficiency of use machines in agriculture •••

Мельник В.І., Анікєєв О.І., Чигрина С.А., Купін О.О. Використання інтегрального трактора ХТЗ-16131 в рослинництві **109**

••• Мехатроніка і цифрові технології природокористування •••
••• Mechatronics and digital technology of nature management •••

Лук'яненко В.М., Лук'яненко О.В., Харук І.Д., Никифоров А.О. Випробування мехатронної вібраційної мультиплощинної насіннєочисної машини **117**

••• Якість, стандартизація, безпека, екологічність та ергономічність машин і технологій •••
••• Quality, standardization, safety, environmental and ergonomic properties of machines and techniques •••

Мельник В.І., Романашенко О.А., Романашенко І.О. Проблеми та перспективи вдосконалення політики екологічної безпеки в Україні **126**

Черепнев И.А., Нестеренко С.В., Клімов О.П., Ковальов И.А., Шпінда Є.М., Щокін В.М., Тимофєєв В.Д. Выбор стратегии обращения и создание экономико-математической модели управления твердыми бытовыми отходами на основе мирового позитивного опыта конца XIX – начала XX вв **132**

••• Інформація •••
••• Information •••

Правила для авторів **144**

УДК 631.372.012.3.001.2

Математическое моделирование культиваторного машинно-тракторного агрегата

С.Г. Пархоменко

Азово – Черноморский инженерный институт –
филиал ФГБОУ ВО Донского государственного аграрного университета
(г. Зерноградe, Россия) e-mail: s-parkhom@mail.ru

Почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат подвергается непрерывно изменяющимся внешним воздействиям, что приводит к колебаниям скорости движения, буксованию ведущих колес трактора, нагруженности трансмиссии, повышенному расходу топлива. Основным источником возмущений, вызывающих колебания трактора, являются неравномерность тягового сопротивления почвообрабатывающих машин и неровности микропрофиля поля. Цель исследования: совершенствование процесса функционирования почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата путем моделирования влияния внешних воздействий. Математическая модель процесса работы колесного трактора в тяговом режиме работы представляет почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат в виде динамической системы с двумя входными воздействиями, определяемыми нагрузкой на рабочие органы и неровностями рельефа. Математическая модель включает уравнения двигателя и регулятора, муфты сцепления, силовой передачи, ведущего колеса и продольно-вертикальных колебаний трактора. Решение математической модели МТА базируется на методе численного интегрирования Рунге - Кутта четвертого порядка при постоянном шаге. Произведены расчеты движения агрегата с подачей на вход модели периодических синусоидальных возмущений. В результате расчетов определено, что влияние микропрофиля поля и тягового сопротивления рабочих органов на показатели функционирования МТА различно. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля. Колебания скорости движения, погектарного расхода топлива, момента двигателя обусловлены воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты, а буксования и ведущего момента колес - также и неровностей микропрофиля поля. На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива в основном влияют колебания тягового сопротивления. Применение диагонально-параллельных шин вместо радиальных позволяет снизить буксование ведущих колес трактора с 24 % при работе на серийных шинах до 16 % на опытных шинах и уменьшить при этом погектарный расход топлива на 6 %.

Ключевые слова*: трактор, культиватор, пневматическая шина, микропрофиль, тяговое сопротивление, компьютерное моделирование.*

Введение. Сельское хозяйство является основой для создания и существования человеческой цивилизации. Повышение эффективности сельскохозяйственного производства на фоне исчерпания возможностей экономического роста в связи с возрастанием техногенных нагрузок на обрабатываемую среду до масштабов, угрожающих деградации почвенного плодородия, осуществляется на основе трансформация науки и технологий, при высокой результативности исследований [1-3] и разработки методов их практического применения, направленных на получение качественной продовольственной продукции. Повышение уровня научно-технологического развития сельскохозяйственного производства возможно путём использования современных технических средств [4-8], эффективность функционирования которых зависит от потребляемых энергозатрат [9], т.е. от тягового сопротивления рабочих органов агрегатируемой почвообрабатывающей машины [10-12]. В реальных условиях эксплуатации почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат подвергается непрерывно изменяющимся внешним воздействиям, которые оказывают отрицательное влияние на показатели функционирования, такие как колебания скорости движения, буксование ведущих колес трактора, вибронагруженность трансмиссии, расход топлива [9-19]. Проблема динамической устойчивости движения машин для обработки почвы имеет первостепенное значение, важность и является предметом внимания многих исследователей.

Цель исследований. Цель исследования состоит в совершенствовании процесса функционирования культиваторного машинно-тракторного агрегата в условиях непрерывно изменяющихся внешних воздействий.

Материалы и методы. Основными источниками возмущений, вызывающими колебания трактора и агрегатируемого орудия, являются неравномерность тягового сопротивления почвооб-

© С.Г. Пархоменко, 2019
© S.G. Parkhomenko, 2019

рабатывающих машин и неровности микропрофиля поля. Основой для теоретического анализа функционирования агрегата и построения дифференциальных уравнений, описывающих движение масс, является динамическая схема (рис. 1) [16, 18, 19]. Математическая модель колесного трактора с культиватором представляет машинно-тракторный агрегат в виде многомассовой колебательной системы, инерционные элементы которой связаны упругими и демпфирующими элементами. Динамическая система воспринимает внешние воздействия: тяговое сопротивление почвы, действующее на лапы культиватора и неровности микрорельефа поля, действующие на передние и задние колёса трактора.

При составлении математической модели трактора с культиватором приняты допущения: остов трактора вместе с кабиной представляет собой твёрдое тело; колебания остова трактора рассматриваются от положения статического равновесия с началом координат в центре тяжести трактора; трактор движется прямолинейно; упругие элементы имеют линейную характеристику; воздействия на правое и левое колеса одинаковые и одновременные; силы инерции в регуляторе дизельного двигателя, неподрессоренные массы переднего моста трактора не учитываются.

Математическая модель включает дифференциальные уравнения дизельного двигателя с регулятором частоты вращения коленчатого вала, муфты сцепления, трансмиссии, ведущего колеса и остова трактора [16 - 19].

Движение масс культиваторного машинно-тракторного агрегата при воздействии микрорельефа поля и тягового сопротивления описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_{\partial} - M_{фр} \tag{1}$$

$$\left.\begin{aligned} \alpha_p \cdot \dot{z} + c_p \cdot z &= \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_{\partial}^2 - F(\gamma), \text{ при } z \geq z_н \\ \alpha_p \cdot \dot{z} + c_к \cdot z &= \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_{\partial}^2 - F_{к0}, \text{ при } z < z_н \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

$$\left.\begin{aligned} J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{фр} - \left(M_{тр} + \alpha_{тр1} \cdot \omega_2\right) \\ J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{тр} \cdot i_{тр} - M_{шк} \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

$$\left.\begin{aligned} J_4 \cdot \dot{\omega}_4 &= M_{шк} - M_{шх} \\ v_{cx} &= [\omega_4 \cdot r_0 \cdot (1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \\ &-\varepsilon_2 \cdot \frac{x_2}{r_0} \cdot \operatorname{sign}\omega_4) - \dot{x}_2] \cdot (1 - \delta) \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

$$\left.\begin{aligned} m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + \\ &+c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{21} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2) \\ J_c \cdot \ddot{\varphi}_c &= [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - \\ &-[c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{21} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\ &+[c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r_{\partial} + h_c) - P_c \cdot h_c \\ m_c \cdot \dot{v}_{cx} &= c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

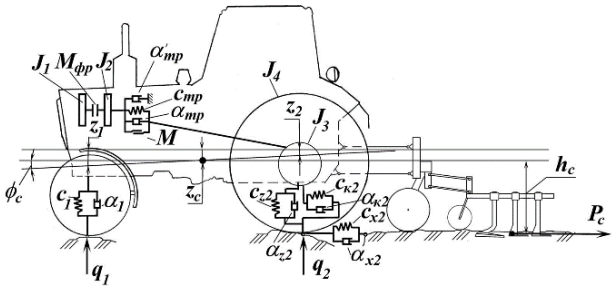


Рис. 1. Динамическая схема культиваторного агрегата

где m_c – масса агрегата; J_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции двигателя; J_2 – момент инерции трансмиссии; J_3 – момент инерции обода колеса со ступицей и частью шины; J_4 – момент инерции беговой дорожки шины; J_c – момент инерции остова трактора относительно центра масс; z – перемещение муфты регулятора; $z_н$ – положение муфты регулятора, соответствующее номинальной подаче топлива; z_1, z_2 – соответственно отклонения по вертикали от положения равновесия переднего и заднего мостов трактора; z_c – отклонение по вертикали центра масс трактора от положения равновесия; q_1, q_2 – координаты микропрофиля соответственно под передними и задними колесами трактора; a, b – расстояния от центра тяжести остова трактора соответственно до переднего и заднего мостов; x_2 – продольная деформация шин ведущих колес; ϕ_c – угол поворота остова трактора относительно поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс трактора; v_{cx} – скорость центра масс трактора; ω_1 – угловая скорость двигателя; ω_3 – угловая скорость оси колеса; ω_4 – угловая скорость беговой дорожки колеса; M_{∂} – крутящий момента двигателя; $M_{фр}$ – момент трения муфты сцепления; $M_{тр}$ – момент связи в трансмиссии; $M_{шк}$ – момент закрутки шины ведущего колеса; $M_{шх}$ – момент шины ведущего колеса от продольной деформации; R_2 – вертикальная реакция на задних колесах; P_c – тяговое сопротивление; c_p, $c_к$ – приведенные к муфте жесткости пружин регулятора и корректора; $c_{тр}$ – жесткость трансмиссии; $c_{к2}$ – крутильная жесткость ведущих колес; c_{x2} – продольная жесткость шин ведущих колес; c_{z2} – радиальная жесткость шин ведущих колес; c_{z1} – приведенная жесткость упругих элементов передней подвески; α_p – коэффициент демпфирования в регуляторе; $\alpha_{тр}$ – коэффициент демпфирования трансмиссии; $\alpha_{тр1}$ – коэффициент вязкого трения при равномерном вращении деталей трансмиссии; $\alpha_{к2}$ – крутильный коэффициент демпфирования шин ведущих колес; α_{x2} – продольный коэффициент демпфирования шин ведущих колес; α_{z2}

– радиальный коэффициент демпфирования шин ведущих колес; α_{z1} – коэффициент демпфирования передней подвески и шин; $A(z)$ – коэффициент поддерживающей силы регулятора; i_p – передаточное число привода вала регулятора; $F(\gamma)$ – усилие затяжки пружины регулятора, зависящее от угла поворота рычага управления регулятором γ; $F_{к0}$ – начальное усилие затяжки пружины корректора; i_{mp} – передаточное число трансмиссии; h_c – расстояние от линии действия силы тяги до центра масс трактора; ε_1 – коэффициент относительного сжатия волокон шины от нормальной нагрузки; ε_2 – коэффициент относительного сжатия волокон шины от продольной нагрузки.

Таблица 1. Среднеквадратическое отклонение σ и относительная погрешность Δ, % показателей движения агрегата

№	Показатели	Серийный		Опытный	
		σ	Δ, %	σ	Δ, %
1	Угловая скорость вала двигателя, рад/с	2,24	0,96	2,47	1,06
2	Ведущий момент колес, Н·м	536,5	4,8	629,2	5,3
3	Скорость движения, м/с	0,042	2,2	0,049	2,3

Моделирование функционирования культиваторного машинно-тракторного агрегата выполнено на ЭВМ. Для решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение масс агрегата, выполнено численное интегрирование на основе метода Рунге-Кутта IV порядка с постоянным шагом интегрирования. Достоинства данного метода – высокая точность и меньшая склонность к возникновению неустойчивого решения. Адекватность математической модели определена сравнением теоретических и экспериментальных зависимостей показателей функционирования агрегата при трогании с места и разгоне (таблица 1) [18, 19].

На ЭВМ с использованием специально разработанной программы численного интегрирования выполнены исследования влияния периодических синусоидальных колебаний тягового сопротивления и микропрофиля поля на показатели функционирования культиваторного агрегата. Расчёты выполнены для вариантов комплектации ведущих колёс трактора шинами серийной радиальной (16,9R30) и экспериментальной диагонально-параллельной (16,9-30ДП) конструкции.

Результаты и их обсуждение. В результатам расчётов с использование уравнений (1)-(5) получено следующее (рис. 2).

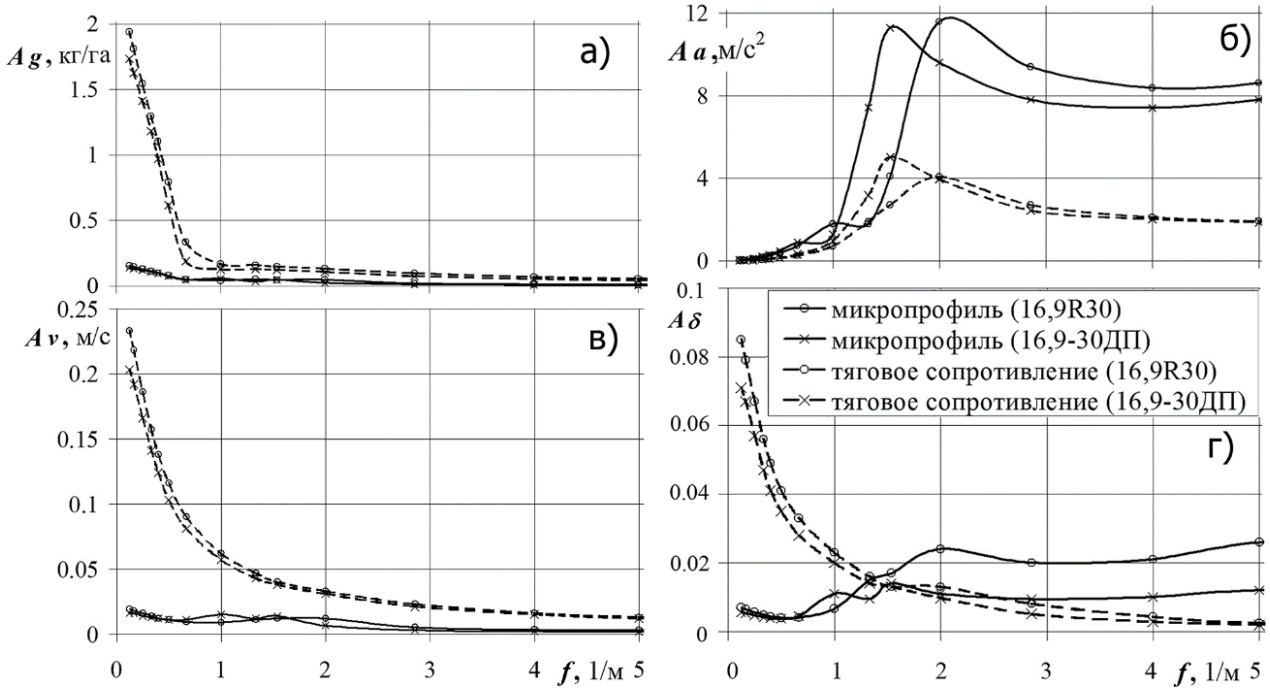


Рис. 2. Влияние частоты внешних воздействий микропрофиля поля и тягового сопротивления на амплитуду колебаний: а) погектарного расхода топлива; б) вертикальных ускорений заднего моста; в) скорости агрегата; г) буксования ведущих колёс

© С.Г. Пархоменко, 2019
© S.G. Parkhomenko, 2019

Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений заднего моста достигаются вследствие воздействия на колёса трактора неровностей поля. Резонансные частоты находятся в области 1,5-2 $м^{-1}$.

Колебания скорости движения, момента двигателя, погектарного расхода топлива обусловлены главным образом воздействием низкочастотных колебаний тягового сопротивления культиватора (до 1-2 $м^{-1}$). Колебания [14] ведущего момента и буксования колес трактора в области низких частот (0-1,5 $м^{-1}$) возникают вследствие изменения тягового сопротивления почвы на лапах культиватора, в области более высоких частот (свыше 1,5 $м^{-1}$) – вследствие воздействия на колёса трактора неровностей микропрофиля поля.

На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива основное влияние оказывают колебания тягового сопротивления почвы на лапах культиватора, которые в зоне частот 0-1 $м^{-1}$ вызывают повышение среднего значения буксования на 7-12%, погектарного расхода топлива – на 3-4%. Микрорельеф поля практически не влияет на средние значения буксования и погектарного расхода топлива.

Упруго-демпфирующие характеристики шин ведущих колёс трактора оказывают значительное влияние на показатели функционирования агрегата. Уменьшение радиальной жесткости (увеличение податливости) пневматических шин ведущих колес трактора даёт положительный эффект: уменьшаются средние значения буксования и погектарного расхода топлива.

Использование экспериментальных диагонально-параллельных шин [16, 19] вместо серийных радиальных даёт возможность уменьшить буксование ведущих колес трактора с 24% (серийные шины) до 16% (экспериментальные шины). Погектарный расход топлива сокращается на 6%. Также уменьшается амплитуда колебаний показателей работы культиваторного агрегата.

Выводы. Влияние микропрофиля поля и колебаний тягового сопротивления на рабочих органах на показатели функционирования культиваторного машинно-тракторного агрегата различно. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений заднего моста достигаются вследствие воздействия на колёса трактора неровностей микрорельефа поля. Колебания скорости движения агрегата, погектарного расхода топлива, крутящего момента двигателя определяются воздействием низкочастотных колебаний тягового сопротивления почвы на лапах культиватора, а буксования и ведущего момента колес трактора – также и неровностей микропрофиля поля. На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива в основном влияют колебания тягового сопротивления культиватора. Выбор оптимальных упруго-демпфирующих характеристик шин ведущих колёс трактора обеспечивает улучшение показателей функционирования культиваторного агрегата и снижение интенсивности колебаний.

Литература

1. Пархоменко Г.Г. Расчёт взаимодействия катка с почвой с использованием теории вязкоупругости / Г.Г. Пархоменко, В.Н. Щиров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №10. – С. 16-18.

2. Пархоменко Г.Г. Теория глубокорыхлителя / Г.Г. Пархоменко, В.Н. Щиров – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 80 с.

3. Пархоменко Г.Г. Исследование процесса трансформации почвообрабатывающих рабочих органов / Г.Г. Пархоменко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2013. – Т. 1. – С. 142-150.

4. Пархоменко Г.Г. Комбинированные агрегаты для основной обработки почвы в засушливых условиях / Г.Г. Пархоменко, В.Б. Рыков // Достижения науки и техники АПК. – 2005. – №7. – С. 38-39.

5. Пархоменко Г.Г. Машины для глубокой обработки почвы в засушливых условиях юга России / Г.Г. Пархоменко, В.Б. Рыков, В.И. Таранин // Техника и оборудование для села. – 2005. – №9. – С. 15-16.

6. Божко И.В. Особенности безотвальной послойной обработки почвы в засушливых условиях / И.В. Божко, Г.Г. Пархоменко // Агротехника и энергообеспечение. – 2014. – № 1(1). – С. 25-30.

7. Божко И.В. Кольцевой рабочий орган для обработки почвы / И.В. Божко, Г.Г. Пархоменко // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения. Материалы 7-й международной научно-практической конференции в рамках 17-й международной агропромышленной выставки «Интерагромаш – 2014». – Ростов-на-Дону, 2014. – С. 78-81.

8. Патент 2486730 РФ A 01 B 35/00, A 01 B 35/20, A 01 B 39/20. Устройство для безотвальной обработки почвы / А.Н. Медовник, С.А. Твердохлебов, Г.Г. Пархоменко, Е.А. Светлова, И.А. Утка. Заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО КубГАУ. – Заявл. 28.02.2012. Опубл. 10.07.2012.

9. Пархоменко Г.Г. Сравнительная оценка энергетических показателей плуга садового чизельного с различными вариантами рабочих органов / Г.Г. Пархоменко, С.А. Твердохлебов // Вестник МичГАУ. – №3. – 2012. – С. 152-156.

10. Пархоменко Г.Г. Определение тягового сопротивления почвообрабатывающих машин / Г.Г. Пархоменко, В.Н. Щиров // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2011. – №8. – С. 23-24.

11. Пархоменко Г.Г. Снижение тягового сопротивления глубокорыхлителей. / Г.Г. Пархоменко, В.А. Максименко, В.Н. Щиров // Сельский механизатор. – 2010. – №8. – С. 10-11.

12. Пархоменко Г.Г. Экспериментальное исследование глубокорыхлителя для обработки почвы в междурядьях многолетних насаждений / Г.Г. Пархоменко, А.Н. Медовник, С.А. Твердохлебов // Международный технико-экономический журнал. – 2011. – № 3. – С. 76-78.

13. Пархоменко С.Г. Экспериментальное исследование характеристик тракторных пневматических шин / С.Г. Пархоменко, Г.Г. Пархоменко // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – №11. – С. 40-48.

14. Патент 2231241 РФ A 01 B 35/32, A 01 B 39/28. Способ регулирования параметров колебаний вибрационных рабочих органов почвообрабатывающих машин и устройство для его осуществления / В.П. Богданович, Г.Г. Пархоменко, В.Б. Рыков, В.Н. Щиров. Заявитель и патентообладатель ГНУ ВНИПТИМЭСХ. – Заявл. 07.12.2001. Опубл. 27.06.2004.

15. Пархоменко С.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов / С.Г. Пархоменко, Г.Г. Пархоменко // Инновации в сельском хозяйстве. – 2016. – №3 (18). – С. 40-47.

16. Пархоменко С.Г. Математическое моделирование функционирования почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата / С.Г. Пархоменко, Г.Г. Пархоменко // Тракторы и сельхозмашины. – 2018. – № 4. – С. 55-62.

17. Пархоменко С.Г. Моделирование технологических процессов в растениеводстве при использовании цифровых технологий / С.Г. Пархоменко, Г.Г. Пархоменко – Инновации в сельском хозяйстве. – 2018. – № 4 (29). – С. 216-223.

18. Пархоменко С.Г. Совершенствование функционирования МТА с колёсным трактором класса 1,4 на основе оптимизации параметров пневматических шин / Пархоменко Сергей Геннадьевич // Дисс….канд. техн. наук: 05.20.01 – Зерноград, 1999. – 156 с.

19. Пархоменко С.Г. Математическая модель культиваторного агрегата / С.Г. Пархоменко, В.Г. Яровой, В.А. Кравченко // В сб. Адаптивные технологии и технические средства в полеводстве и животноводстве / Сборник научных трудов ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 2000. – С. 67-72.

References

1. Parkhomenko G.G. Raschet vzaimodeystviya katka s pochvoy s ispolzovaniyem teorii vyazkouprugosti / G.G. Parkhomenko. V.N. Shchirov // Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny. – 2007. – №10. – p. 16-18.

2. Parkhomenko G.G. Teoriya glubokorykhlitelya / G.G. Parkhomenko. V.N. Shchirov – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 80 p.

3. Parkhomenko G.G. Issledovaniye protsessa transformatsii pochvoobrabatyvayushchikh rabochikh organov / G.G. Parkhomenko // Mekhanizatsiya ta elektrifikatsiya silskogo gospodarstva. – 2013. – T. 1. – P. 142-150.

4. Parkhomenko G.G. Kombinirovannyye agregaty dlya osnovnoy obrabotki pochvy v zasushlivykh usloviyakh / G.G. Parkhomenko. V.B. Rykov // Dostizheniya nauki i tekhniki APK. – 2005. – №7. – P. 38-39.

5. Parkhomenko G.G. Mashiny dlya glubokoy obrabotki pochvy v zasushlivykh usloviyakh yuga Rossii / G.G. Parkhomenko. V.B. Rykov. V.I. Taranin // Tekhnika i oborudovaniye dlya sela. – 2005. – №9. – P. 15-16.

6. Bozhko I.V. Osobennosti bezotvalnoy posloynoy obrabotki pochvy v zasushlivykh usloviyakh / I.V. Bozhko. G.G. Parkhomenko // Agrotekhnika i energoobespecheniye. – 2014. – № 1(1). – P. 25-30.

7. Bozhko I.V. Koltsevoy rabochiy organ dlya obrabotki pochvy / I.V. Bozhko. G.G. Parkhomenko // Sostoyaniye i perspektivy razvitiya selskokhozyaystvennogo mashinostroyeniya. Materialy 7-y mezhdunarodnoy nauchnoprakticheskoy konferentsii v ramkakh 17-y mezhdunarodnoy agropromyshlennoy vystavki «Interagromash – 2014». – Rostov-na-Donu. 2014. – P. 78-81.

8. Patent 2486730 RF A 01 B 35/00. A 01 B 35/20. A 01 B 39/20. Ustroystvo dlya bezotvalnoy obrabotki pochvy / A.N. Medovnik. S.A. Tverdokhlebov. G.G. Parkhomenko. E.A. Svetlova. I.A. Utka. Zayavitel i patentoobladatel FGBOU VPO KubGAU. – Zayavl. 28.02.2012. Opubl. 10.07.2012.

9. Parkhomenko G.G. Sravnitelnaya otsenka energeticheskikh pokazateley pluga sadovogo chizelnogo s razlichnymi variantami rabochikh organov / G.G. Parkhomenko. S.A. Tverdokhlebov // Vestnik MichGAU. – №3. – 2012. – P. 152-156.

10. Parkhomenko G.G. Opredeleniye tyagovogo soprotivleniya pochvoobrabatyvayushchikh mashin / G.G. Parkhomenko. V.N. Shchirov // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. – 2011. – №8. – P. 23-24.

© С.Г. Пархоменко, 2019
© S.G. Parkhomenko, 2019

11. Parkhomenko G.G. Snizheniye tyagovogo so-protivleniya glubokorykhliteley. / G.G. Parkhomenko. V.A. Maksimenko. V.N. Shchirov // Selskiy mekhanizator. – 2010. – №8. – P. 10-11.

12. Parkhomenko G.G. Eksperimentalnoye issledovaniye glubokorykhlitelya dlya obrabotki pochvy v mezhduryadiakh mnogoletnikh nasazhdeniy / G.G. Parkhomenko, A.N. Medovnik, S.A. Tverdokhlebov // Mezhdunarodnyy tekhnikoekonomicheskiy zhurnal. – 2011. – № 3. – P. 76-78.

13. Parkhomenko S.G. Eksperimentalnoye issledovaniye kharakteristik traktornykh pnevmaticheskikh shin / S.G. Parkhomenko. G.G. Parkhomenko // Traktory i selkhozmashiny. – 2017. – №11. – P. 40-48.

14. Patent 2231241 RF A 01 B 35/32. A 01 B 39/28. Sposob regulirovaniya parametrov kolebaniy vibratsionnykh rabochikh organov pochvoobrabatyvayushchikh mashin i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya / V.P. Bogdanovich, G.G. Parkhomenko, V.B. Rykov, V.N. Shchirov. Zayavitel i patentoobladatel GNU VNIPTIMESKh. – Zayavl. 07.12.2001. Opubl. 27.06.2004.

15. Parkhomenko S.G. Povysheniye energoeffektivnosti mobilnykh pochvoobrabatyvayushchikh agregatov / S.G. Parkhomenko. G.G. Parkhomenko // Innovatsii v selskom khozyaystve. – 2016. – №3 (18). – P. 40-47.

16. Parkhomenko S.G. Matematicheskoye modelirovaniye funktsionirovaniya pochvoobrabatyvayushchego mashinnotraktornogo agregata / S.G. Parkhomenko, G.G. Parkhomenko // Traktory i selkhozmashiny. – 2018. – № 4. – P. 55-62

17. Parkhomenko S.G. Modelirovaniye tekhnologicheskikh protsessov v rasteniyevodstve pri ispolzovanii tsifrovykh tekhnologiy / S.G. Parkhomenko. G.G. Parkhomenko – Innovatsii v selskom khozyaystve. – 2018. – № 4 (29). – P. 216-223.

18. Parkhomenko S.G. Sovershenstvovaniye funktsionirovaniya MTA s kolesnym traktorom klassa 1.4 na osnove optimizatsii parametrov pnevmaticheskikh shin / Parkhomenko Sergey Gennadyevich // Diss … kand. tekhn. nauk: 05.20.01 – Zernograd. 1999. – 156 p.

19. Parkhomenko S.G. Matematicheskaya model kultivatornogo agregata / S.G. Parkhomenko, V.G. Yarovoy, V.A. Kravchenko // V sb. Adaptivnyye tekhnologii i tekhnicheskiye sredstva v polevodstve i zhivotnovodstve / Sbornik nauchnykh trudov VNIPTIMESKh. – Zernograd. 2000. – P. 67-72.

Анотація

Математичне моделювання культиваторного машинно-тракторного агрегату

С.Г. Пархоменко

Грунтообробний машинно-тракторний агрегат піддається безперервно мінливих зовнішніх впливів, що призводить до коливань швидкості руху, буксування ведучих коліс трактора, навантаженості трансмісії, підвищеної витрати палива. Основним джерелом збурень, що викликають коливання трактора, є нерівномірність тягового опору грунтообробних машин і нерівності мікропрофілю поля. Мета дослідження: удосконалення процесу функціонування грунтообробного машинно-тракторного агрегату шляхом моделювання впливу зовнішніх впливів. Математична модель процесу роботи колісного трактора в тяговому режимі роботи представляє ґрунтообробний машинно-тракторний агрегат у вигляді динамічної системи з двома вхідними впливами, які визначаються навантаженням на робочі органи і нерівностями рельєфу. Математична модель включає рівняння двигуна і регулятора, муфти зчеплення, силової передачі, провідного колеса і поздовжньо-вертикальних коливань трактора. Рішення математичної моделі МТА базується на методі чисельного інтегрування Рунге - Кутта четвертого порядку при постійному кроці. Зроблені розрахунки руху агрегату з подачею на вхід моделі періодичних синусоїдальних збурень. В результаті розрахунків визначено, що вплив мікропрофілю поля і тягового опору робочих органів на показники функціонування МТА-різному. Найбільші амплітуди вертикальних прискорень досягаються внаслідок впливу нерівностей поля. Коливання швидкості руху, погектарної витрати палива, моменту двигуна обумовлені впливом періодичної складової тягового опору низької частоти, а буксування і ведучого моменту коліс – також і нерівностей мікропрофілю поля. На середні значення буксування ведучих коліс трактора і погектарної витрати палива в основному впливають коливання тягового опору. Застосування діагонально-паралельних шин замість радіальних дозволяє знизити буксування ведучих коліс трактора з 24% при роботі на серійних шинах до 16% на досвідчених шинах і зменшити при цьому погектарний витрата палива на 6%.

Ключові слова: *трактор, культиватор, пневматична шина, мікропрофіль, тяговий опір, комп'ютерне моделювання.*

Abstract

Mathematical modeling of the cultivator machine-tractor unit

S.G. Parkhomenko

The soil-cultivating machine-tractor unit undergoes continuously changing external influences that lead to fluctuations in the speed of movement, slippage of the tractor's driving wheels, loading of the transmission, and increased fuel consumption. The main sources of disturbances that cause the oscillations of the tractor are the unevenness of the traction resistance of the tillers and the unevenness of the field microprofile. The purpose of the research is to improve the process of functioning of the soil-processing machine-tractor unit by modeling of the influence of external action. The mathematical model of the process of operation of a wheeled tractor in the traction mode of operation is a machine-tractor unit in the form of a dynamic system with two input forces, determined by the load on the working elements and the roughness of the relief. The mathematical model includes the equations of the motor and the regulator, the clutch, the power transmission, the driving wheel and the longitudinal-vertical oscillations of the tractor. The solution of the mathematical model of the machine-tractor unit is based on the Runge-Kutta fourth-order method numerical integration method at a constant step. Calculations are made for the motion of the unit with periodic sinusoidal disturbances applied to the input of the model. As a result of calculations, it is determined that the effect of the microfield of the field and the traction resistance of the working bodies on the performance of the machine-tractor unit is different. The greatest amplitudes of vertical accelerations are achieved due to the effect of field unevenness. Fluctuations in the speed of movement, hectare fuel consumption, engine torque are caused by the periodic component of traction resistance of low frequency, and slippage and driving torque of the wheels - as well as unevenness of the field microfilm. The average values of the slippage of the tractor's driving wheels and hectare fuel consumption are mainly affected by the oscillations of the traction resistance. The use of diagonal-parallel tires instead of radial makes it possible to reduce the slipping of the tractor's drive wheels from 24 % (when working on serial tires) to 16 % (on test tires) and to reduce the hectare fuel consumption by 6 %.

Keywords*: tractor, cultivator, pneumatic tire, microprofile, draught resistance, computer modeling.*

Бібліографічне посилання / Bibliography link:
Parkhomenko S.G. Mathematical modeling of the cultivator machine-tractor unit // Engineering of nature management, 2019, #2(12), p. 102 - 108.

Подано до редакції / Received: 10.03.2019

© С.Г. Пархоменко, 2019
© S.G. Parkhomenko, 2019

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
SCIENTIFIC JOURNAL

ІНЖЕНЕРІЯ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
2019, № 2 (12)

ENGINEERING OF NATURE MANAGEMENT
2019, # 2 (12)

Українською, російською, англійською мовами

Україна, 61002, Харків, Алчевських, 44,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка.

Підписано до друку 25.05.2019. Формат 60×84 1/8.
Папір офсетний. Друк офсетный. Ум. друк. арк. 15,75.
Наклад 300 прим. Замовлення 17/212019.

ТОВ «Планета-Прінт» 61002, м. Харків, вул. Багалія 16,
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
серія ДК №4568 від 17.06.2013 р.