

На правах рукописи



БАБАНИН Николай Викторович

**ПОВЫШЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА
МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ
НА БАЗЕ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4**

05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Воронеж – 2015

Работа выполнена на кафедре тракторов и автомобилей федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» (Воронежский ГАУ).

Научный руководитель Заслуженный работник Высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор
Поливаев Олег Иванович

Официальные оппоненты: Гамаюнов Павел Петрович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Ю.А. Гагарина», кафедра «Организация перевозок и управление на транспорте», профессор;
Жутов Алексей Григорьевич, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный аграрный университет», кафедра «Ремонт машин и технология конструкционных материалов», профессор

Ведущая организация Азово-Черноморский инженерный институт – филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Донской государственный аграрный университет» в г. Зернограде

Защита состоится 03 марта 2016 г. в 10 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 220.010.04, созданного на базе Воронежского ГАУ, по адресу: 394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, д. 13, учебный корпус агроинженерного факультета (корпус № 3), аудитория 319.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Воронежского ГАУ и на сайте **www.vsau.ru** («Информация о деятельности диссертационных советов» – «Защиты» – «Д 220.010.04»), а также по ссылке: <http://ds.vsau.ru/?p=2681>.

Автореферат разослан 29 декабря 2015 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета



Афоничев Дмитрий Николаевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время задачу наращивания объемов производства сельскохозяйственной продукции можно решить путем создания новых энергонасыщенных тракторов. Основным направлением совершенствования конструкций сельскохозяйственных тракторов на ближайшее время остается повышение рабочих скоростей движения, которые вызывают возникновение повышенных колебательных процессов в системе «почва – движитель – моторно-трансмиссионная установка», что ведет к снижению производительности, к росту расхода топливно-смазочных материалов (ТСМ), к ухудшению управляемости, плавности хода и стабильности выполнения технологических процессов в сельскохозяйственном производстве.

Повышение производительности машинно-тракторных (МТА) и тракторно-транспортных агрегатов (ТТА), а также стабильности выполнения технологических процессов, снижение расхода ТСМ непосредственно связаны с улучшением плавности хода. Без разработок направленных на улучшение плавности хода невозможно дальнейшее совершенствование существующих и создание новых энергонасыщенных МТА и ТТА, обладающих повышенными эксплуатационными качествами.

Одним из путей улучшения плавности хода является совершенствование конструкций упругодемпфирующего привода (УДП), так как его установка в трансмиссии трактора позволяет снизить величину внешних воздействий за счет рационального выбора параметров жесткости и коэффициентов демпфирования, тем самым защитить двигатель и трансмиссию от динамических нагрузок, а также минимизировать вертикальные ускорения остова. Таким образом, тема исследования направленная на улучшение плавности хода МТА и ТТА за счет совершенствования УДП ведущих колес трактора, поиска его рациональных параметров, является актуальной.

Диссертация выполнялась в рамках госбюджетной научно-исследовательской работы кафедры тракторов и автомобилей Воронежского ГАУ «Снижение динамических нагрузок в мобильных энергетических средствах и улучшение условий труда операторов» (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

Степень разработанности темы. Большой вклад в изучение принципиальных возможностей повышения эффективности использования МТА за счет улучшения плавности хода и снижения динамических нагрузок внесли такие ученые, как В.Я. Анилович, И.Б. Барский, П.П. Гамаюнов, Д.С. Гапич, В.П. Гуськов, А.Г. Жутов, В.А. Кравченко, И.П. Ксенович, Н.Г. Кузнецов, О.И. Поливаев, В.Л. Строков, В.П. Коцарь, Ю.А. Харитончик и другие. Результаты исследований, выполненных указанными учеными, нашли применение при разработке и создании новых эффективных конструкций приводов ведущих колес тракторов.

На основании проведенного анализа существующих УДП и устройств по снижению жесткости трансмиссии трактора выявлены их преимущества и недостатки, а также влияние на показатели плавности хода МТА.

Цель и задачи исследования. Цель исследования – повысить эффективность использования МТА на базе трактора тягового класса 1,4 за счет

снижения вертикальных ускорений его остова путем применения газогидравлического УДП ведущих колес с рациональной характеристикой.

Задачи исследования:

- разработать математическую модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА;
- разработать математическую модель движения ведущего колеса трактора с УДП по криволинейной поверхности;
- разработать техническое решение, обеспечивающее рациональную характеристику газогидравлического УДП ведущих колес трактора;
- определить технико-экономическую эффективность применения рационального варианта УДП ведущих колес трактора при его работе в составе МТА и ТТА.

Научная новизна. Научной новизной обладают:

- математическая модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА, отличающаяся учетом вертикальных ускорений остова трактора от изменения радиуса колеса, связанного с воздействием переменного крутящего момента, приложенного к колесу;
- математическая модель процесса движения ведущего колеса трактора с УДП по криволинейной поверхности, отличающаяся учетом рациональной характеристики привода и центробежной силы;
- закономерности изменения вертикальных ускорений МТА и ТТА, отличающиеся учетом рационального варианта газогидравлического УДП ведущих колес трактора при его работе в составе МТА и ТТА;
- рациональные параметры УДП ведущих колес трактора тягового класса 1,4, отличающиеся учетом конструктивных особенностей упругих элементов.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическое значение результатов исследования заключается в выявлении влияния газогидравлического УДП ведущих колес трактора на показатели, улучшающие плавность хода МТА и ТТА. Теоретически обоснована на основе математической модели и подтверждена экспериментально рациональная характеристика газогидравлического УДП ведущих колес трактора при работе в составе МТА и ТТА.

Разработанные математические модели колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА и движения ведущего колеса по криволинейной поверхности с учетом рациональной характеристики УДП позволяют выявить влияние рациональной характеристики УДП ведущих колес при работе в составе МТА и ТТА на снижение вертикальных ускорений остова трактора, определить эффективность снижения вертикальных ускорений за счет УДП при движении по криволинейной поверхности.

Применение УДП ведущих колес трактора позволяет снизить удельный расход топлива и повысить производительность МТА и ТТА.

Объекты исследования – МТА, состоящий из колесного универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4 Минского тракторного завода, оборудованного газогидравлическим УДП ведущих колес, в агрегате с плугом, ТТА, состоящий из того же трактора с двухосным прицепом.

Предмет исследования – закономерности изменения вертикальных ускорений остова трактора с газогидравлическим УДП ведущих колес в

составе МТА и ТТА, а также влияние УДП на производительность и топливную экономичность последних.

Методология и методы исследования. При проведении исследований использовались методы дифференциального и интегрального исчисления, теории эксплуатационных свойств тракторов, математического моделирования.

Оценку серийного и опытного вариантов УДП ведущих колес трактора МТЗ-80.1 проводили на основе сравнения результатов испытаний МТА на пахоте (стерня колосовых) и ТТА на укатанной грунтовой дороге. Данные исследования выполнены с использованием тензометрической измерительно-информационной системы.

Полученные результаты обрабатывались в программе Matlab. Технико-экономическую оценку применения УДП проводили по принятой методике с использованием результатов, полученных при испытаниях МТА и ТТА на базе МТЗ-80.1.

Положения, выносимые на защиту:

- математическая модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА, позволяющая выявить закономерности изменения вертикальных ускорений остова трактора при работе в составе МТА и ТТА;
- математическая модель процесса движения ведущего колеса трактора по криволинейной поверхности, позволяющая определить вертикальные ускорения колес трактора;
- закономерности изменения вертикальных ускорений остова трактора в составе МТА и ТТА, позволяющие оценить плавность хода агрегатов;
- рациональные параметры УДП ведущих колес трактора тягового класса 1,4, позволяющие улучшить эксплуатационные свойства МТА и ТТА.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность подтверждается проведенными экспериментальными исследованиями с достаточным числом опытов и аппаратурой, обеспечивающей требуемую точность измерений, обработкой опытных данных с использованием математических программ на ЭВМ. Результаты теоретических исследований достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными (отклонения 8...16 %).

Основные результаты исследований по теме диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на международных, всероссийских, межрегиональных и вузовских научно-практических конференциях, проходивших в Белгородском, Воронежском, Рязанском, Саратовском, Новосибирском госагроуниверситетах в 2013–2015 годах.

Результаты проведенных исследований приняты к внедрению в ООО «Колос-Агро» Елецкого района Липецкой области (руководство ООО «Колос-Агро» подтверждает целесообразность оснащения УДП ведущих колес тракторов). Данные приводы могут быть использованы при разработке новых и модернизации выпускаемых тракторов.

Результаты диссертации используются в учебном процессе кафедры тракторов и автомобилей Воронежского ГАУ при подготовке бакалавров по направлению 35.03.06 и магистров по направлению 35.04.06.

Личный вклад автора. Автор принимал непосредственное участие на всех этапах исследования, включая: постановку проблемы; разработку программы исследований; сбор и обработку необходимых исходных данных; проведение лабораторных исследований и полевых испытаний на опытных полях учебного научно-технологического центра «Агротехнологии» Воронежского ГАУ; обработку полученных экспериментальных данных; составление заявки на патент; апробацию результатов исследования на международных, всероссийских, межрегиональных и вузовских научно-практических конференциях в 2013–2015 годах, а также в условиях хозяйства (ООО «Колос-Агро»); подготовке публикаций.

Публикации. По результатам диссертации опубликовано девять научных статей, в том числе семь статей – в изданиях, включенных в перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций. Подана заявка на изобретение.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы, включающего 129 наименований, восьми приложений. Объем диссертации составляет 143 страницы машинописного текста.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель, задачи, объекты и предмет исследования, научная новизна, теоретическая и практическая значимость результатов исследования, приведены положения, выносимые на защиту.

В первом разделе «Анализ научных работ по повышению плавности хода машинно-тракторных агрегатов» рассмотрено влияние плавности хода МТА на технологические процессы в сельском хозяйстве и на основные эксплуатационные показатели. Выявлено негативное влияние источников возмущения на оператора транспортных средств. Проанализированы такие конструктивные решения, как установка различных УДП, позволяющих снизить динамические нагрузки и улучшить плавность хода при эксплуатации МТА и ТТА, принципиальные возможности повышения эффективности использования МТА за счет повышения плавности хода и снижения динамических нагрузок, в частности применение УДП ведущих колес трактора.

Во втором разделе «Теоретические исследования процесса изменения плавности хода и динамической нагруженности трансмиссии машинно-тракторного агрегата с применением упругодемпфирующего привода» разработана математическая модель колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА, позволяющая обосновать рациональную характеристику УДП ведущих колес, и с учетом этой характеристики изучить процессы изменения вертикальных ускорений остова трактора при работе в составе МТА и ТТА. Для решения задачи по выбору рациональной характеристики УДП принимаем четырех-массовую систему (рисунок 1), где J_1 ; J_2 ; J_3 ; – моменты инерции вращающихся деталей двигателя, трансмиссии, а также момент инерции колес трактора, и поступательно движущих масс

агрегата, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; m_o – масса остова над задним колесом трактора, кг ; C_{12} ; C_{23} ; C_{34} – жесткость валов трансмиссии; жесткость упругодемпфирующего элемента и шины движителя; а также жесткость шины в радиальном направлении, Н/м ; k_{12} , k_{23} , k_{34} – коэффициент демпфирования трансмиссии; упругодемпфирующего элемента и шины, коэффициент демпфирования шины в радиальном направлении; φ_1 , φ_2 , φ_3 – углы поворота коленчатого вала двигателя; трансмиссии и поступательно движущихся масс агрегата, рад. ; M_{12} и M_c – соответственно крутящий момент двигателя и момент внешних сопротивлений движению, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $\ddot{Z}$ – вертикальные ускорения остова трактора, м/с^2 ; P_z – нормальная нагрузка, Н .

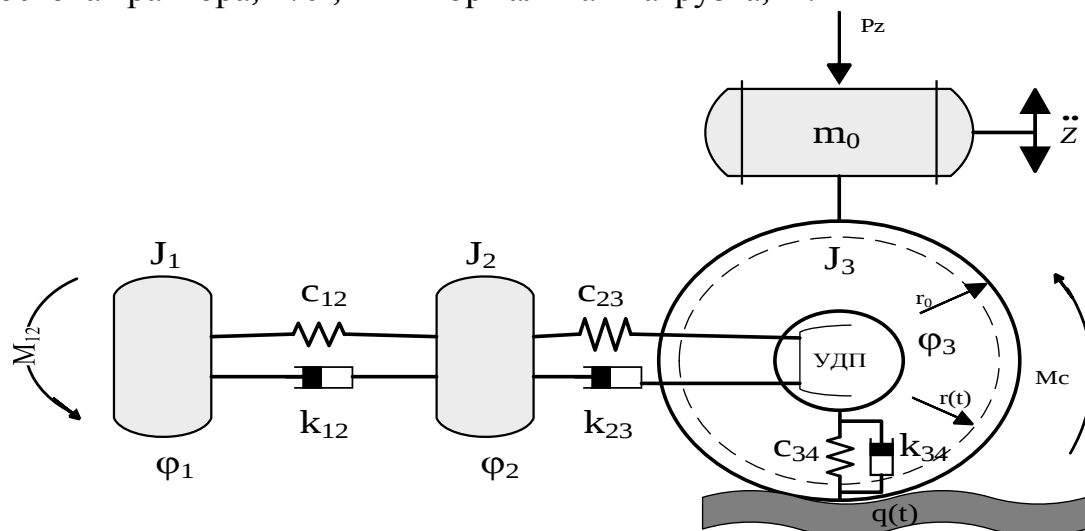


Рисунок 1 – Принципиальная схема МТА

Остов трактора с массой m_o и нормальной нагрузкой P_z соединён с осью колеса, а колесо имеет упругое и демпфирующее свойство шины, обусловленное соответствующими параметрами шины в радиальном направлении (c_{34} и k_{34}). Поскольку, согласно принятым допущениям, функция вертикальных ускорений остова трактора является линейной, а значит, можно применить принцип суперпозиции и считать, что вертикальные ускорения остова $\ddot{Z}$ являются суммой двух составляющих, обусловленных как вертикальными ускорениями остова трактора $\ddot{Z}_q$ от неровности профиля пути $q(s)$, так и вертикальными ускорениями остова трактора $\ddot{Z}_r$ от изменения радиуса колеса $r(t)$, связанного с воздействием переменного крутящего момента $M_k(t)$, приложенного к колесу.

$$\ddot{Z} = \ddot{Z}_q + \ddot{Z}_r, \quad (1)$$

где $\ddot{Z}_q$ – вертикальные ускорения остова трактора от неровности профиля пути, м/с^2 ;

$\ddot{Z}_r$ – вертикальные ускорения остова трактора от изменения радиуса колеса, м/с^2 .

При этом примем, что изменение радиуса колеса от величины крутящего момента происходит следующим образом

$$r(t) = r_0 - \gamma \cdot M_k(t), \quad (2)$$

где r_0 – радиус качения колеса при $M_k = 0$, м;

γ – коэффициент круговой эластичности шины, зависящий от типа и конструкции шины;

$M_k(t)$ – крутящий момент, приложенный к оси колеса, Н, его можно записать следующим образом

$$M_k(t) = k_{23} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3). \quad (3)$$

Уравнения движения эквивалентной системы можно получить, используя выражения потенциальной и кинетической энергии и уравнения Лагранжа второго рода. Таким образом, математическая модель принятой динамической системы МТА запишется следующим образом:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + k_{12} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{12}; \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - k_{12} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ + k_{23} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} - k_{23} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = -M_c; \\ m_0 \frac{d^2 z_r}{dt^2} + k_{34} \frac{dz_r}{dt} - k_{34} \cdot \gamma \frac{dM_k}{dt} + c_{34}(z_r - r_0 - \gamma \cdot M_k) = P_z. \end{cases} \quad (4)$$

Исходя из того, что основным назначением УДП является снижение вертикальных ускорений остова трактора, то критерий эффективности УДП может быть сформулирован в следующем виде: выбрать значения параметров УДП (коэффициента демпфирования и коэффициента жесткости) таким образом, чтобы обеспечивалось выполнение условия минимизации вертикальных ускорений остова для соответствующего режима работы трактора

$$\Delta \ddot{z}_r(t) = \min. \quad (5)$$

С учётом выражения (4) условие минимизации вертикальных ускорений остова трактора – минимизация дисперсии спектральной плотности вертикальных ускорений в некотором частотном диапазоне $\omega_{\min} < \omega < \omega_{\max}$, где значение спектральной плотности вертикальных ускорений $S_{\ddot{z}}(\omega)$ минимально

$$D = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} S_{\ddot{z}}(\omega) d\omega = \min. \quad (6)$$

При этом следует избегать наличия явно выраженных резонансных пиков в кривой $S_{\ddot{z}}(\omega)$. Исходя из выше сказанного целевая функция выбора оптимального значения параметров УДП может быть сформулирована в следующем виде

$$F(k_{12}, c_{12}) = \alpha_1 D + \alpha_2 K = \min, \quad (7)$$

где D – дисперсия кривой спектральной плотности вертикальных ускорений остова (6);

α_1, α_2 – весовые коэффициенты, определяющие степень важности той или иной составляющей.

K – коэффициент, учитывающий наличие резонансных пиков в кривой спектральной плотности (8).

$$K = \frac{S_{\dot{z}_{\max}}}{D}, \quad (8)$$

где $S_{\dot{z}_{\max}}$ – максимальное значение спектральной плотности вертикальных ускорений;

D – дисперсия данной спектральной плотности.

Выбор оптимального значения параметров УДП для заданного режима работы (который задан кривой спектральной плотности крутящих моментов $S_m(\omega)$) состоит в подборе значений k_{23} и c_{23} таким образом, чтобы обеспечивалось выполнение условия (7). Задаваясь основным набором режимов работы трактора с агрегатом (вспашка, культивация, транспортные работы) можно построить универсальную рабочую характеристику УДП. Для определения оптимальных значений коэффициентов c_{23} и k_{23} построим с помощью программы MathCAD график линий уровня поверхности (рисунок 2).

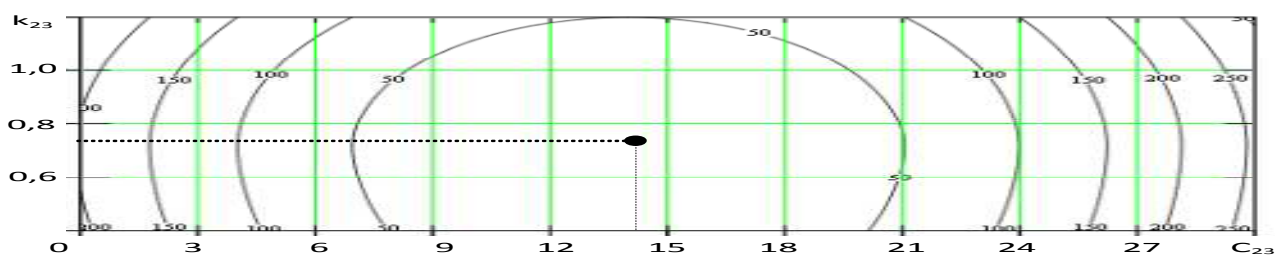


Рисунок 2 – Линии уровня поверхности целевой функции

Учитывая начальное значение и шаг изменения коэффициентов, получаем следующие оптимальные значения переменных для режима вспашки на 3-ей передаче; $c_{23} = 14$ Н·м/рад., $k_{23} = 0,71$ Н·м·с/рад. Аналогичным образом определяются оптимальные значения коэффициентов c_{23} и k_{23} для остальных режимов работы МТА. На рисунке 3 построена рабочая характеристика УДП трактора.

На рисунках 4 и 5 приведены спектральные плотности вертикальных ускорений остова трактора для наглядного представления об оптимизации параметров УДП по минимизации экстремумов спектральной плотности вертикальных ускорений остова трактора на режимах: вспашка (V передача) и транспорт по грунтовой дороге (VII передача).

Сравнение кривых, представленных на рисунках 4 и 5, позволило выявить следующие закономерности: снижение жесткости и повышение демпфирования приводов ведущих колес позволяет значительно снизить амплитуду вертикальных ускорений остова трактора в среднем на 60...70 %; сместить их частотный диапазон в более низкий от 1 до 1,8 Гц

(6,28...11,0 с⁻¹). При этом спектральные плотности вертикальных ускорений транспортного агрегата находятся в более высоком частотном диапазоне.

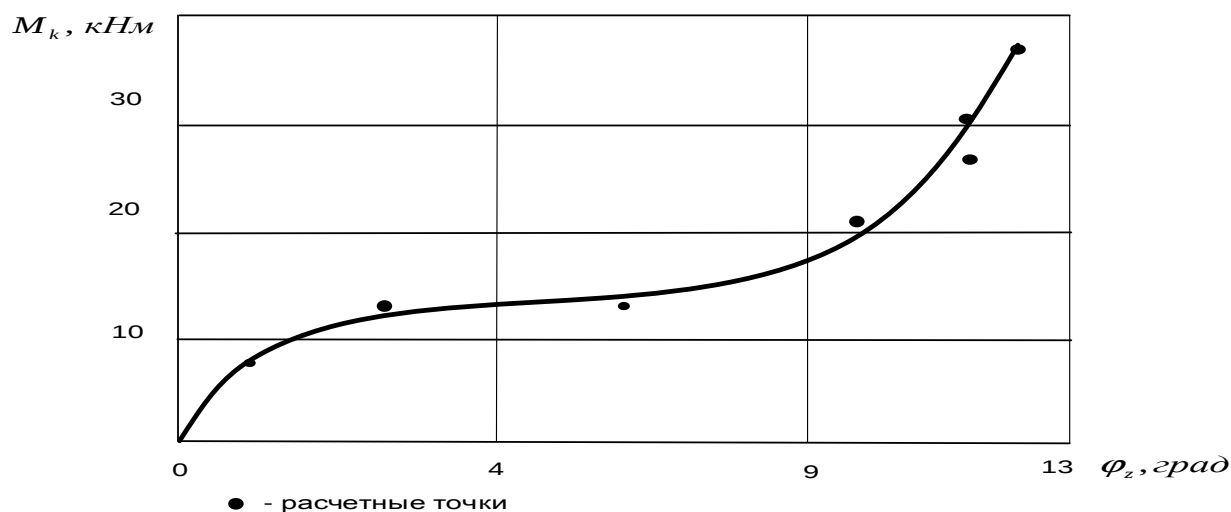
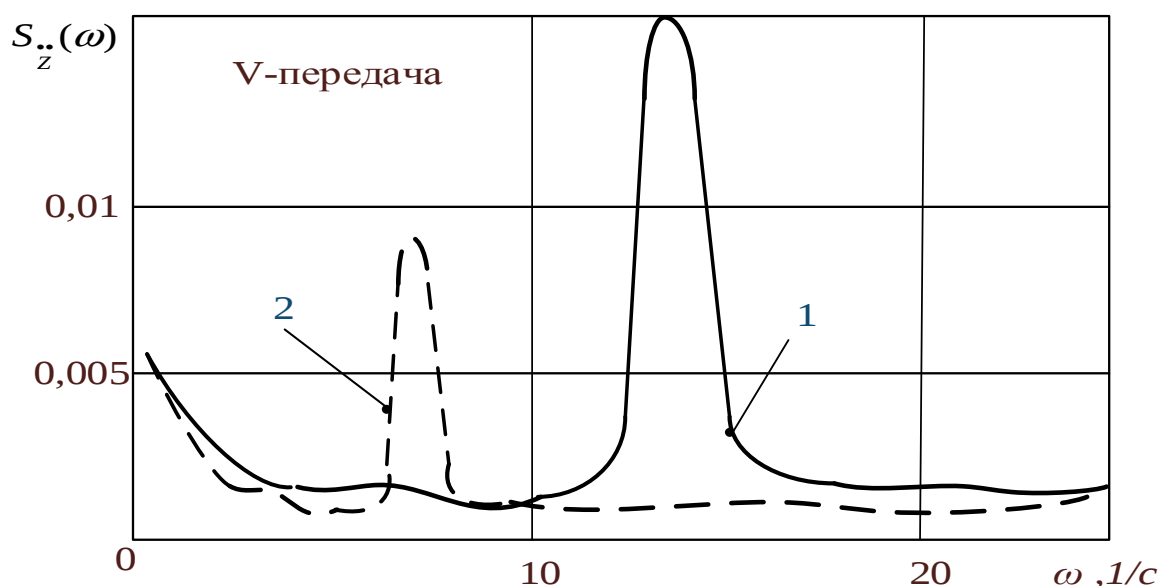


Рисунок 3 – Рабочая характеристика УДП трактора МТЗ-80.1



1 – жесткий привод $c_{23} = 366$ Н·м/рад., $k_{23} = 0,72$ Н·м·с/рад.;

2 – УДП $c_{23} = 21$ Н·м/рад., $k_{23} = 0,9$ Н·м·с/рад.

Рисунок 4 – Спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора при работе с плугом ПЛН-3-35 на 5 передаче

На следующем этапе была разработана математическая модель, определяющая вертикальные ускорения ведущего колеса при движении по криволинейной поверхности и подтверждающая эффективность использования газогидравлического УДП. Рассчитано вертикальное ускорение ведущего колеса, оборудованного газогидравлическим УДП при движении через криволинейное препятствие. Схема сил, действующих на колесо, представлена на рисунке 6.

Для определения момента сопротивления составим уравнение момен-

тов сил относительно точки A

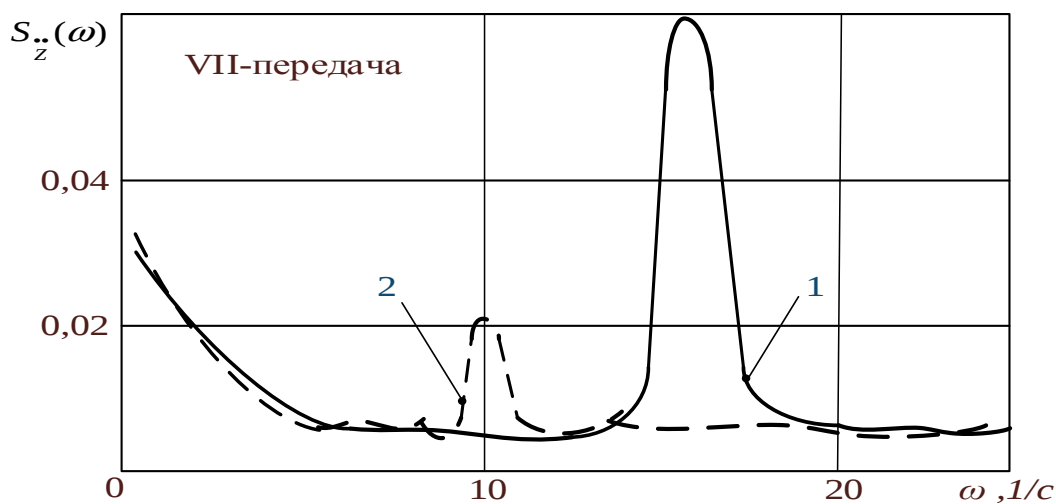
$$M_c = N_1 \cdot a_k + mg \sin \alpha \cdot r_k, \quad (9)$$

где a_k – смещение нормальной реакции из-за деформации шины и почвы, м;

N_1 – нормальная реакция взаимодействия колеса с почвой, Н;

m – масса трактора, кг;

r_k – радиус колеса трактора, м.



1 – жесткий привод $c_{23} = 658$ Н·м/рад., $k_{23} = 1,54$ Н·м·с/рад.;

2 – УДП $c_{23} = 46$ Н·м/рад., $k_{23} = 1,7$ Н·м·с/рад.

Рисунок 5 – Спектральная плотность вертикальных ускорений остова трактора при работе с прицепом 2ПТС-4 на 7 передаче

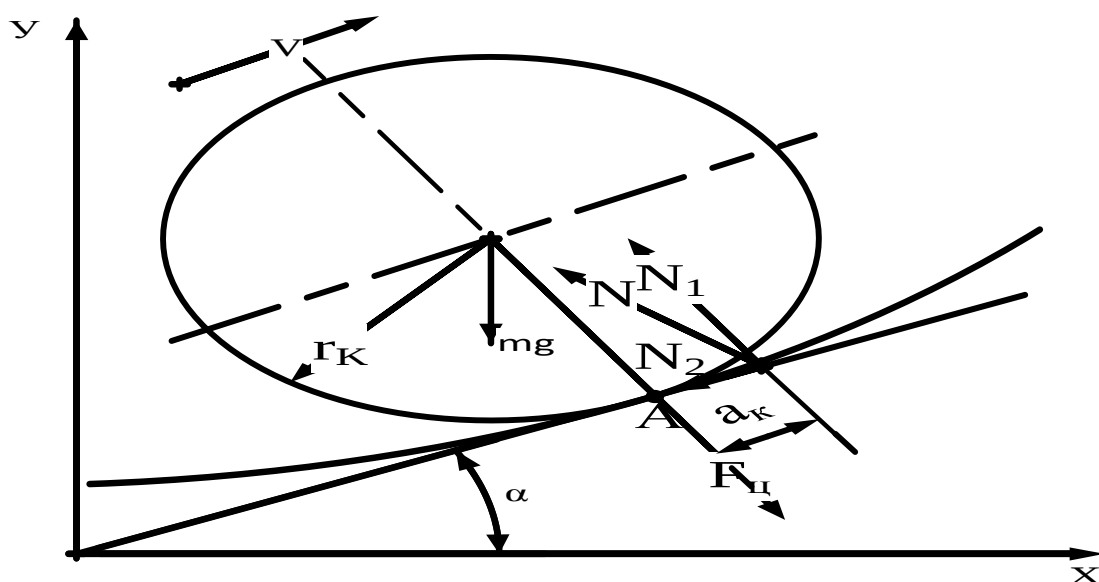


Рисунок 6 – Определение момента сопротивления при движении по криволинейной поверхности колеса, оборудованного УДП

Деформация шины и почвы на рисунке 6 не показана, но учтено смещение нормальной реакции почвы N_1 на величину a_k .

Для определения N_1 составим уравнение проекций сил на ось Y :

$$N_1 - F_{ц} - mg \cos \alpha = 0, \text{ откуда } N_1 = F_{ц} + mg \cos \alpha,$$

Центробежная сила $F_{ц}$ равна

$$F_{ц} = \frac{mV^2}{\rho},$$

где V – скорость колеса, м/с,

ρ – радиус кривизны траектории движения колеса, м.

Вводя понятие коэффициента сопротивления качению $f = \frac{a_k}{r_k}$, получаем

$$M_c = \frac{mR}{\sqrt{1+y'^2}} \left(\left(\frac{V^2 \cdot y''}{(1+y'^2)^3} + g \right) \cdot f + gy' \right). \quad (10)$$

Отметим, что момент сопротивления является функцией от скорости движения колеса $M_c = f_1(V)$. С другой стороны, при использовании УДП скорость также является функцией момента сопротивления $V = f_2(M_c)$. Таким образом, мы приходим к уравнению

$$M_c = f_1(f_2(M_c)), \text{ или } M_c = f(M_c). \quad (11)$$

Это уравнение решается классическим итерационным методом: задается некоторое начальное значение момента сопротивления, по которому по формуле (10) вычисляется следующее значение, которое, в свою очередь, подставляется в правую часть уравнения (11), и т.д. до тех пор, пока разница между последующей и предыдущей итерацией не становится меньше некоторого заданного значения. Пошаговое решение уравнения (11) дает возможность определить массивы значений скоростей и моментов сопротивления в каждой точке выбранной горизонтальной сетки. Для определения вертикального ускорения $a_{\text{вер}}$ в каждой точке сетки спроектируем касательное и нормальное ускорения на ось Y

$$a_{\text{вер},i} = \frac{0.5 \cdot (V_{i+1}^2 - V_i^2)}{\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sqrt{1+y'^2} dx} \cdot \frac{y'}{\sqrt{1+y'^2}} + \frac{V_i^2 y''}{(1+y'^2)^2}. \quad (12)$$

Эта формула показывает изменение вертикальных ускорений при движении ведущего колеса по неровности, что и является характеристикой вертикальных колебаний при качении ведущего колеса через синусоидальную неровность

$$y(x) = -0,5 \cos(\pi x) + 0,5. \quad (13)$$

Так как скорость колеса является функцией от момента сопротивления, то введение газогидравлического УДП с регулируемым дросселем позволяет получить регрессивно-прогрессивную характеристику, которая описывается полиномом 6-ой степени

$$V(M_c) = -0,35 \cdot 10^{-19} M_c^6 - 0,2 \cdot 10^{-16} M_c^5 + 0,32 \cdot 10^{-12} M_c^4 + 0,214 \cdot 10^{-9} M_c^3 - 0,94 \cdot 10^{-6} M_c^2 - 0,0012 M_c + 3,4722 \quad (14)$$

Совместное вычисление по формулам (10) и (14) позволяет определить зависимость скорости колеса, оборудованного УДП, от длины неровности. Умножение величины скорости по длине неровности на синус угла наклона касательной к траектории движения дает возможность определить

значение вертикальной составляющей скорости движения в каждой точке неровности. Как видно из рисунка 7, вертикальные составляющие ускорения колеса, оборудованного УДП, ниже аналогичного ускорения с жестким вариантом на 70...80 % при заезде на неровность.

В третьем разделе «Методика экспериментальных исследований на транспорте и пахоте» приводятся объекты исследований и опытная конструкция УДП ведущих колес трактора, описана методика проведения лабораторных и дорожных испытаний МТА и ТТА, оснащенных серийным и газогидравлическим приводом ведущих колес трактора.

Для проведения испытаний использовался современный измерительный комплекс, который включает в себя датчики, тензоусилитель, аналого-цифровой преобразователь (АЦП), дополнительное оборудование и ноутбук (рисунок 7).

Лабораторные исследования проводились с целью построения статической характеристики УДП. Целью дорожно-полевых испытаний являлось определение эксплуатационных показателей МТА и ТТА, и закономерностей изменения вертикальных ускорений остова трактора, оборудованного газогидравлическим УДП, при работе на пахоте и транспорте. Схема данной конструкции УДП представлена на рисунке 8.

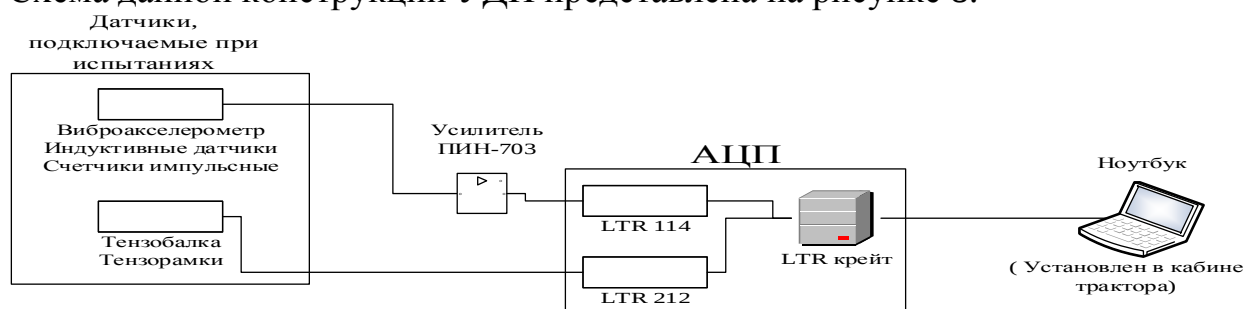


Рисунок 7 – Принципиальная схема подключения оборудования

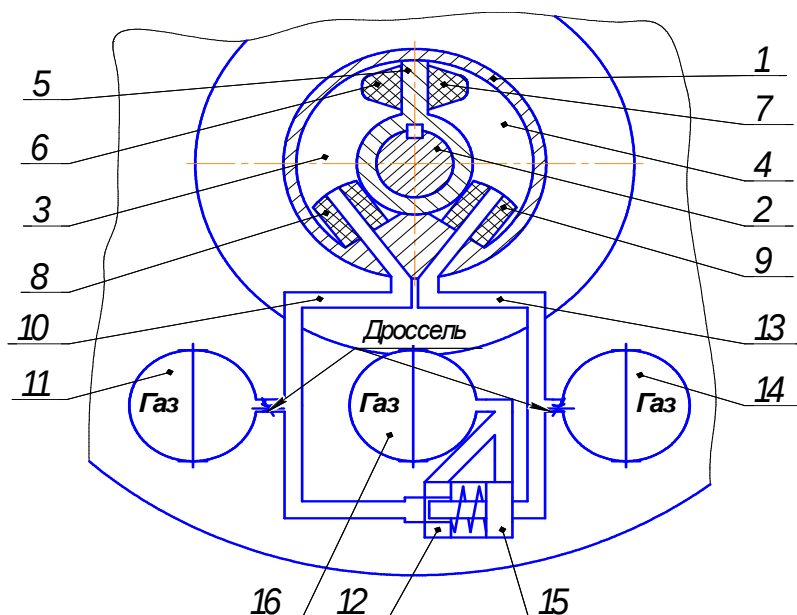


Рисунок 8 – Схема УДП ведущих колес трактора МТЗ-80.1

Привод включает ступицу 1, установленную на подшипниках на ведущей оси колеса 2. Внутренняя полость ступицы разделена на две камеры 3 и 4 лопастью 5. На рабочих поверхностях лопасти 5 установлены резиновые упоры 6 и 7, которые взаимодействуют с упорами 8 и 9, установленными на внутренних поверхностях ступицы. Камера 3 соединена магистралью 10 с газогидравлическим аккумулятором и гидроклапаном 12 обратного действия. Камера 4 соединена магистралью 13 с газогидравлическим аккумулятором 14 и через гидроклапан 15 прямого действия с газогидравлическим аккумулятором 16.

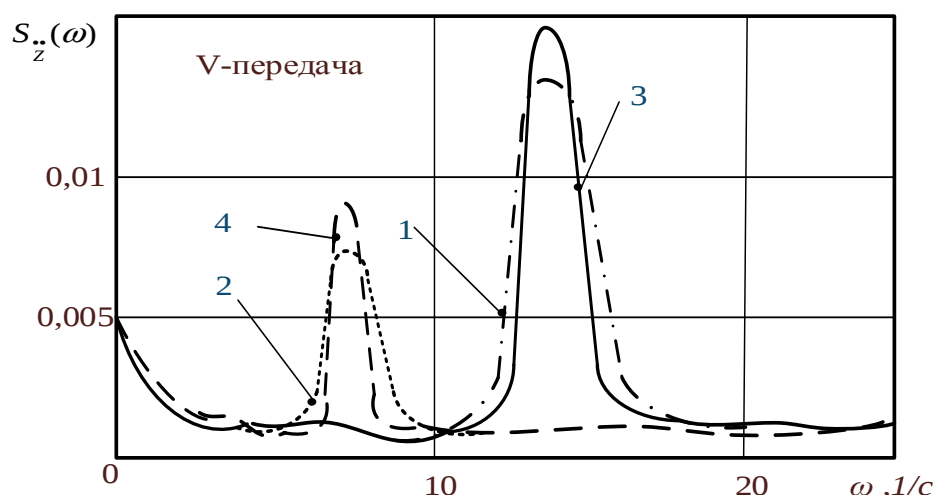
Работа привода колеса транспортного средства заключается в следующем. При трогании трактора с места лопасть 5 воздействует на рабочую жидкость камеры 3, которая по магистрали 10 поступает к газогидравлическим аккумуляторам 11 и 16 через гидроклапан 12. При этом полость 4 заполняется жидкостью из газогидравлического аккумулятора 14. При торможении сжимается аккумулятор 14, а затем открывается гидроклапан 15 и рабочая жидкость поступает в газогидравлический аккумулятор 16, сжимая газ в полости 11 и 16 (аккумулируя при этом энергию торможения). В момент разгона ведущий момент на оси колеса 2 и лопасти 5 уменьшается в несколько раз, и рабочая жидкость, аккумулированная в гидравлических полостях газогидроаккумуляторов 11 и 16 поступает в лопасть 3, что повышает разгонные качества трактора с агрегатом. Во время работы трактора с агрегатом данный привод позволяет снижать колебания крутящего момента ведущей оси, за счет демпфирования колебаний в газогидроаккумуляторах 11, 16, и 14.

В четвертом разделе «Результаты экспериментальных исследований» приводятся результаты лабораторных исследований, а также дорожно-полевых испытаний, которые проведены с целью построения статической характеристики УДП. Данная характеристика представляет зависимость крутящего момента от угла закрутки УДП. Для получения характеристики УДП производилась ступенчатая нагрузка данного привода крутящим моментом, в каждом положении фиксировался угол закрутки. Аналогично производилась разгрузка привода. Расхождение теоретической и экспериментальной характеристики составляет не более 8...12 %.

С целью выявления эффективности влияния УДП на важнейшие эксплуатационные качества трактора (производительность, топливную экономичность) и плавность хода проводились испытания на пахоте и транспорте в составе МТА и ТТА на базе трактора МТЗ-80.1 в агрегате с плугом ПЛН-3-35 и прицепом 2ПТС-4. Испытания ТТА на базе МТЗ-80.1 с прицепом 2ПТС-4 проводились на грунтовой дороге, дистанция замера 2,5 км. Испытания МТА на базе МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 проводились на стерне колосовых, дистанция замера 100 м. Испытания на грунтовой дороге показали, что ТТА в составе трактора МТЗ-80.1 с прицепом 2ПТС-4 и УДП на ведущих колесах на 3...6 % снижает буксование колес и на 6...8 % удельный расход топлива, а также повышает производительность на 4...6 %. Испытания привода на пахоте (стерня колосовых) показали, что МТА в составе трактора МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 и УДП на задних колесах на 10...12 % снижает буксование колес и на 10...14 % расход топлива, а также повышает производительность на 10...12 %.

Установка УДП на ведущие колеса трактора позволяет уменьшить амплитуду вертикальных ускорений и сдвинуть их в более низкий диапазон частот. На рисунке 9 показаны спектральные плотности вертикальных ускорений остова, полученных при работе МТА на пахоте с агрофоном – стерня колосовых. За счет упругих и диссипативных свойств привода удалось снизить амплитуду колебаний крутящих моментов на ведущих колесах в среднем на 50 %, а амплитуду вертикальных ускорения на 65 %.

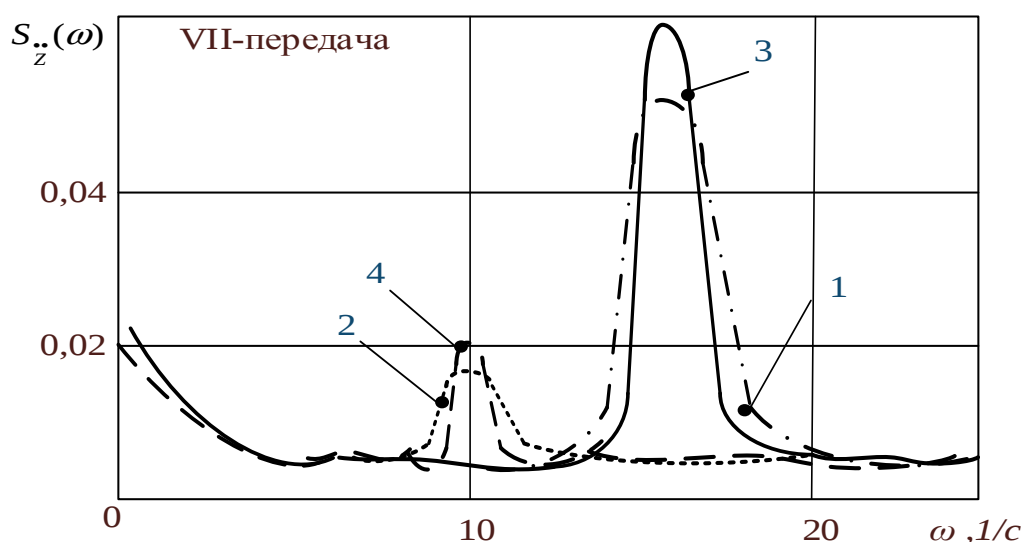
На рисунке 10 показаны спектральные плотности вертикальных ускорений остова, полученные при работе ТТА на транспорте (грунтовая дорога).



Экспериментальные кривые: 1 – жесткий привод, 2 – УДП;

Теоретические кривые: 3 – жесткий привод, 4 – УДП

Рисунок 9 – Нормированная спектральная плотность вертикальных ускорений остова при движении трактора МТЗ-80.1 на пахоте с плугом ПЛН-3-35



Экспериментальные кривые: 1 – жесткий привод, 2 – УДП;

Теоретические кривые: 3 – жесткий привод, 4 – УДП

Рисунок 10 – Нормированная спектральная плотность вертикальных ускорений остова при движении трактора МТЗ-80.1 на грунтовой дороге с прицепом 2ПТС-4

При серийном приводе амплитудные максимумы колебаний находятся на частоте 2,52 Гц ($17,1 \text{ с}^{-1}$), а с УДП линия 2, амплитудные максимумы сдвинуты в более низкую область частот 1,7 Гц ($10,6 \text{ с}^{-1}$), при этом за счет упругих и диссипативных свойств привода удалось снизить амплитуду крутящего момента и тягового усилия в среднем на 50...60 %, а амплитуду вертикального ускорения в среднем на 60...70 %, расхождение теоретических и экспериментальных кривых составляет 8...16 %.

В пятом разделе «Экономическая эффективность применения упругодемпфирующего привода» приводятся результаты анализа, свидетельствующие о том, что применение УДП ведущих колес снижает вертикальные ускорения трактора, что повышает производительность за счет увеличения скорости движения и снижения буксования движителей, при этом расход топлива уменьшается на транспорте до 8 %, а на пахоте до 10...14 %. Расчет экономической эффективности применения разработанной конструкции УДП на ведущих колесах трактора МТЗ-80.1 при его работе в составе транспортного и пахотного агрегатов показал следующие результаты: годовой экономический эффект при работе на транспорте и на пахоте составляет в сумме 227 тыс. руб. при наработке по 1960 мото-часов на пахоте и транспортных работах, срок окупаемости капитальных вложений – 1,07 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. С увеличением скорости движения трактора ухудшаются условия работы оператора, технико-экономические показатели использования МТА и ТТА, а также качество выполнения технологических процессов сельскохозяйственного производства. Для устранения указанных недостатков необходимо улучшить плавность хода МТА и ТТА за счет применения газогидравлического УДП ведущих колес трактора.

2. Исследование разработанной математической модели колебаний остова трактора в составе МТА и ТТА позволило построить спектральные плотности вертикальных ускорений остова при работе на различных режимах, которые показали следующее. За счет применения УДП амплитудные максимумы спектральной плотности вертикальных ускорений остова трактора в составе МТА снижаются в среднем на 60...70 % и сдвигаются в более низкую область частот 1...1,8 Гц ($6,28...11,3 \text{ с}^{-1}$), при этом спектральные плотности вертикальных ускорений ТТА находятся в более высоком частотном диапазоне.

3. Результаты исследования математической модели движения ведущего колеса через криволинейное препятствие с учетом центробежной силы и использования газогидравлического УДП показали, что при заезде вертикальное ускорение уменьшается на 70...80 % по сравнению с показателями движения трактора, оборудованного серийным (жестким) приводом.

4. Разработано техническое решение – газогидравлический УДП с тремя гидрогазовыми аккумуляторами, устанавливаемый на ведущих колесах трактора МТЗ-80.1. На данную конструкцию подана заявка на изобретение № 2012133406.

5. Полевые испытания показали следующие результаты:
- МТА на пахоте, оборудованный предложенным УДП, на 10...12 % снижает буксование колес и на 10...14 % расход топлива, повышает производительность на 10...12 %;
 - ТТА, оборудованный предложенным УДП, на 3...6 % снижает буксование колес и на 6...8 % удельный расход топлива, повышает производительность на 4...6 %.
6. Анализ спектральных плотностей крутящего момента ведущих колес и вертикальных ускорений остова МТА с УДП показал следующие закономерности:
- при работе на пахоте частотный спектр смещаются в более низкую область – 1,25 Гц ($7,85 \text{ с}^{-1}$), амплитуды колебаний крутящих моментов на ведущих колесах снижаются в среднем на 50 %, а вертикальных ускорений остова трактора – на 60...65 %;
 - при работе на транспорте область частот спектральной плотности вертикальных ускорений остова трактора с жестким приводом находится в диапазоне 1,9...2,8 Гц ($11,93...17,60 \text{ с}^{-1}$), а УДП снижает их на 60...70 % и смещает в область низких частот 1...1,8 Гц ($6,28...11,3 \text{ с}^{-1}$).
7. Расчет экономической эффективности применения разработанной конструкции УДП на ведущих колесах трактора МТЗ-80.1 при его работе в составе МТА и ТТА позволил установить, что годовой экономический эффект составит 227 тыс. руб. при наработке по 1960 мото-часов на пахоте и транспортных работах, срок окупаемости капитальных вложений – 1,07 года.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых научных изданиях

1. Поливаев О.И. Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей [Текст] / О.И. Поливаев, В.К. Астанин, Н.В. Бабанин // Лесотехнический журнал. – 2013. – № 3. – С. 150–156.
2. Затраты энергии мобильных энергетических средств в зависимости от давления в шинах при различных видах работ [Текст] / О.И. Поливаев, В.П. Иванов, Е.Д. Золотых, Н.В. Бабанин // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. – 2014. – № 1. – С. 62–65.
3. Снижение вертикальных ускорений и энергозатрат мобильных энергетических средств за счет установки упругих приводов ведущих колес [Текст] / О.И. Поливаев, В.П. Иванов, Е.Д. Золотых, Н.В. Бабанин // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. – 2014. – № 1. – С. 65–67.
4. Поливаев О.И. Движение по криволинейной поверхности ведущего колеса с упругодемпфирующим приводом [Текст] / О.И. Поливаев, В.П. Шацкий, Н.В. Бабанин // В мире научных открытий. – 2015. – № 10.1. – С. 190–201.
5. Бабанин Н.В. Улучшение плавности хода машинно-тракторного

агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим приводом на ведущих колесах [Текст] / Н.В. Бабанин // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 2. – С. 100–106.

6. Бабанин Н.В. Экспериментальные исследования на плавность хода, производительность и топливную экономичность машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4, оборудованного газогидравлическим упругодемпфирующим приводом [Текст] / Н.В. Бабанин, О.И. Поливаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – Вып. 3 (46). – С. 140–146.

7. Поливаев О.И. Изменение плавности хода и динамической нагруженности трансмиссии трактора с упругодемпфирующим приводом [Текст] / О.И. Поливаев, Н.В. Бабанин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – № 9. – С. 29.

Публикации в других изданиях

8. Бабанин Н.В. Повышение плавности хода тракторно-транспортного агрегата путем снижения вертикальных колебаний за счет установки упругих приводов ведущих колес [Текст] / Н.В. Бабанин, О.И. Поливаев // Проблемы и перспективы инновационного развития агроинженерии, энергоэффективности и IT-технологий: матер.междунар. научно-производственной конференции (ФГБОУ ВПО «Белгородская ГСХА имени В.Я. Горина, 26-27 мая 2014 г.) – Белгород: Белгородская ГСХА, 2014. – С. 143–144.

9. Бабанин Н.В. Повышение плавности хода трактора тягового класса 1.4 при движении через криволинейное препятствие с упругодемпфирующим приводом [Текст] / Н.В. Бабанин // Международный независимый институт Математики и Систем «МиС». – 2015. – № 2 (13). – С. 4–8.

10. Заявка на изобретение № 2012133406/11 Российская Федерация, МПК В60К 17/32 (2006.01). Привод колеса транспортного средства / О.И. Поливаев, О.С. Ведринский, Н.В. Бабанин; заявитель ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I». – Приоритет 03.08.2012; заявл. 03.08.2012; опубл. 10.02.2014. – Бюл. № 4. – 1 с.

Просим принять участие в работе диссертационного совета Д 220.010.04 или выслать Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах с заверенными подписями по адресу: 394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, д. 13, ученому секретарю. Телефон (473) 253-75-35, 8-900-924-5638, e-mail: et@agroeng.vsau.ru.