

На правах рукописи

Дроздов Сергей Николаевич

**ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ КОМБИНИРОВАННОГО
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОРУДИЯ**

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства
механизации сельского хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Оренбург – 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Оренбургский государственный аграрный университет».

Научный руководитель: почётный работник ВПО РФ доктор технических наук, профессор
Константинов Михаил Маерович,
ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет»

Официальные оппоненты: Савельев Юрий Александрович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Самарская ГСХА»

Хлызов Николай Терентьевич, кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная агроинженерная академия», зав. кафедрой

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Башкирский государственный аграрный университет»

Защита диссертации состоится 2013 г. в ... часов на заседании совета по защите докторских и кандидатских диссертаций Д 220.051.02 при ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет» по адресу: 460014, г. Оренбург, ул. Коваленко, д. 4 (корпус № 3 ОГАУ, инженерный факультет), ауд. 500.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Оренбургского государственного аграрного университета. Объявление о защите и автореферат размещены на сайте ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет» <http://www.orensau.ru> и на сайте Федеральной службы по надзору в сфере образования и науки Минобрнауки России <http://www.vak.ed.gov.ru>.

Автореферат разослан _____ «_____» 2013 г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Обеспечение роста производства продукции растениеводства немислимо без осуществления рациональных способов обработки почвы, которые вбирают в себя применение энерго- и ресурсосберегающих почвошадящих технологий. Многочисленные исследования, посвященные земледелию в сухостепных регионах Российской Федерации подтверждают рациональность применения комбинированных способов обработки почвы. Однако ряд существенных недостатков, а именно: быстрый износ рабочих органов и большая степень налипания почвы на них увеличивает тяговое сопротивление комбинированных почвообрабатывающих орудий. При возделывании зерновых культур на почвообработку отводится до 60% всех энергозатрат. В связи с этим появилась необходимость дальнейшего усовершенствования почвообрабатывающих орудий, путём внедрения в конструкцию различных вибрационных и импульсных методов интенсификации технологических процессов, что приведёт к снижению энергоёмкости выполнения обработки почвы.

Поэтому работа посвящена актуальному и практически значимому для сельскохозяйственного производства вопросу – обоснование конструктивно-режимных параметров вибровозбудителя установленного на комбинированном почвообрабатывающем орудии.

Цель работы. Совершенствование эксплуатационно-технологических показателей комбинированного почвообрабатывающего орудия за счёт использования энергии направленных вынужденных колебаний.

Объект исследования. Процесс обработки почвы комбинированным почвообрабатывающим орудием оснащённым механическим вибровозбудителем.

Предмет исследования. Закономерности характеризующие влияние конструктивно-режимных параметров вибровозбудителя на тяговое сопротивление комбинированного почвообрабатывающего орудия и качество обработки почвы.

Методика исследований. Теоретические исследования выполнялись с использованием основных положений, законов и методов классической механики, физики, математики и аналитической геометрии. Экспериментальные исследования проводились в полевых условиях на основе общепринятых методик в соответствии с действующими ГОСТами, а также с использованием теории планирования многофакторных экспериментов. Основные расчеты и обработка результатов экспериментов выполнялись с использованием методов математической статистики, а также программ Microsoft Excel, Испытания 3.4 и Statistica 6.1.

Научная новизна. Получены теоретические закономерности для определения тягового сопротивления и амплитуды колебания комбинированного почвообрабатывающего орудия при использовании вибровозбудителя. Разработана конструкция агрегата комбинированного почвообрабатывающего агрегата с маятниковым вибратором направленного действия и устройство для

автоматического регулирования технологического процесса работы почвообрабатывающей машины, новизна которых подтверждена патентами РФ на изобретение № 2415526, №2472328.

Практическая значимость работы. Результаты теоретических исследований позволили разработать маятниковый вибратор направленного действия. Применение экспериментального вибровозбудителя на комбинированном почвообрабатывающем орудии для основной обработки почвы позволяет снизить тяговое сопротивление на 23 % и часовой расход топлива – на 21,8 %, при увеличении степени крошения почвы на 9,4 %.

Вклад автора в проведенное исследование. Разработана модель процесса обработки почвы комбинированным почвообрабатывающим орудием с вибровозбудителем, получены аналитические зависимости, характеризующие изменение тягового сопротивления и амплитуду колебания усовершенствованного комбинированного почвообрабатывающего орудия, проведены полевые экспериментальные исследования комбинированного почвообрабатывающего орудия оснащенного вибровозбудителем.

Достоверность результатов работы подтверждается высокой сходимость теоретических данных результатов исследования разработанного вибровозбудителя для комбинированного почвообрабатывающего орудия с экспериментальными при основной обработке почвы.

Реализация результатов исследований. Экспериментальное комбинированное почвообрабатывающее орудие, оснащенное вибровозбудителем прошло производственные испытания в с. Владимировка Тюльганского района Оренбургской области и внедрен в производство в НПЦ «Учебно-опытное поле» ОГАУ. Результаты теоретических и экспериментальных исследований используются в учебном процессе ОГАУ.

На защиту выносятся следующие положения:

- аналитические закономерности, характеризующие тяговое сопротивление комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем;
- теоретическая модель закона движения комбинированного почвообрабатывающего орудия, оснащенного вибровозбудителем;
- конструкция вибровозбудителя с регулируемыми конструктивно-режимными параметрами;
- результаты экспериментальных исследований, подтверждающие зависимость энергетических и агротехнических показателей работы усовершенствованного комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем;
- показатели экономической эффективности использования комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на международных научно-практических конференциях Оренбургского ГАУ, Башкирского ГАУ (2009 – 2013 гг.), межвузовских конференциях, международной научно-практической конфе-

ренции «Агроинженерная наука – сельскохозяйственному производству», посвященной 50-летию со дня основания ЦелинНИИМЭСХ, Казахстан, г. Костанай (2012 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 10 работ, из них 5 печатные работы в изданиях, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ, получены патенты РФ на изобретение. Объем публикаций составляет 2,68 п.л., из них автору принадлежит 1,62 п.л.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, общих выводов, списка литературы из 124 наименований и 13 приложений. Диссертация изложена на 164 страницах основного машинописного текста, содержит 5 таблиц и 55 рисунков. Общий объем диссертации составляет 180 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснованы актуальность темы и ее научная и практическая значимость.

В **первой главе «Состояние вопроса. Цель и задачи исследования»** рассмотрены орудия для комбинированной обработки почвы, проанализированы способы снижения тягового сопротивления сельскохозяйственных машин, разработана классификация возбудителей колебаний и выявлены технологические и конструктивные направления их реализации на комбинированном почвообрабатывающем орудии.

Методам снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих и других сельскохозяйственных машин и орудий посвящено множество работ таких авторов: А.Д. Аджилковского, В.В. Бледных, В.И. Виноградова, В.П. Горячкина, А.А. Дубровского, М.Н. Ерохина, А.И. Завражного, С.Н. Капова, А.Б. Когана, М.М. Константинова, В.Н. Ключенко, Н.К. Мазитова, К.Т. Мамбеталина, О.М. Мацелуро, В.А. Милюткина, С.Г. Мударисова, Ю.Ф. Новикова, М.И. Панова, Н.А. Печерцева, И.В. Попова, А.С. Путрина, Р.С. Рахимова, Г.Н. Синеокова и других ученых.

На основе проведенного анализа поставлены следующие **задачи**:

- разработать теоретическую модель процесса взаимодействия с почвой комбинированного почвообрабатывающего орудия, оснащённого механическим вибровозбудителем;
- разработать конструкцию механического вибровозбудителя направленного действия позволяющего снизить тяговое сопротивление орудия;
- провести лабораторно-полевые испытания комбинированного почвообрабатывающего орудия оснащённого вибровозбудителем;
- оценить технико-экономическую эффективность внедрения технического решения;

Во **второй главе «Теоретические основы совершенствования комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем»** разработана теоретическая модель процесса взаимодействия комбинированного почвообрабатывающего орудия, оснащённого механическим вибровоз-

будителем, с почвой. На основании анализа вибровозбудителей обоснована необходимость применения маятникового вибратора направленного действия. Обоснован и выбран закон движения почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем. Получены закономерности, характеризующие тяговое сопротивление и амплитуду колебания предлагаемого комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем в зависимости от его конструктивно-режимных параметров, физико-механических свойств почвы и агротехнологических параметров работы.

При решении задач, связанных с взаимодействием вибрационного комбинированного почвообрабатывающего орудия, было положено математическое описание одномассовой колебательной системы в виде упруго-вязких элементов «вибрационное почвообрабатывающее орудие – разуплотняемая среда». При этом схема с вертикальными и горизонтальными колебаниями представлена в виде неконсервативной системы с двумя степенями свободы (рис. 1).

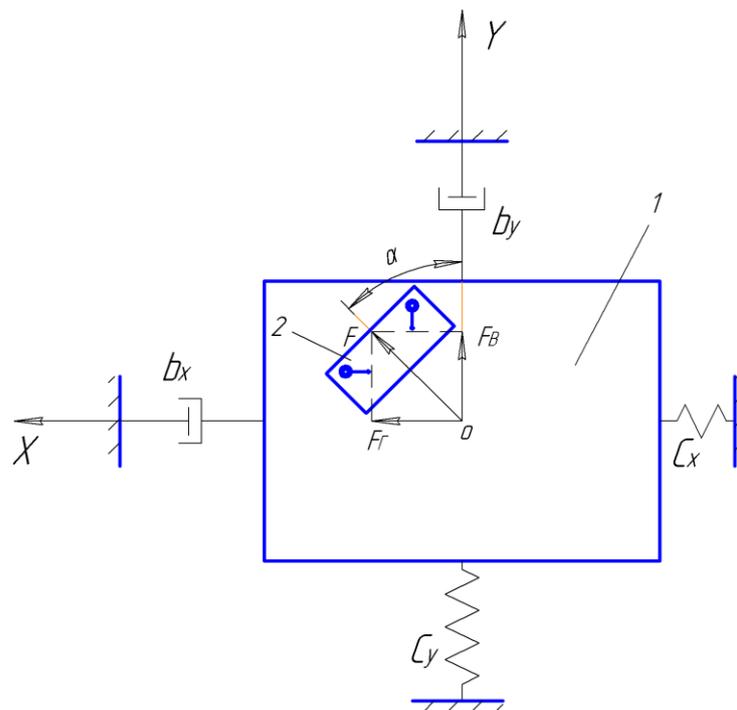


Рисунок 1 - Колебательная система «вибрационное почвообрабатывающее орудие – почва»: 1-почвообрабатывающее орудие; 2-маятниковый вибратор направленного действия

Уравнения движения системы можно записать в виде дифференциального уравнения вынужденных колебаний:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x} + b_x \dot{x} + c_x x = F_x \sin \omega t \\ (m_1 + m_2)\ddot{y} + b_y \dot{y} + c_y y = F_y \sin \omega t \end{cases}, \quad (1)$$

где m_1 – масса почвообрабатывающего орудия, кг;

m_2 – суммарная масса дебалансов, кг;

x и y – соответственные перемещения относительно осей X и Y , м;

c_x – суммарная жёсткость почвы в горизонтальной плоскости, Н/м;

c_y – суммарная жёсткость пневмошин и почвы в вертикальной плоскости,

$$c_y = c_n + c_{\text{поч}}, \text{ Н/м};$$

b_x – коэффициент сопротивления от почвы, Н·с/м;

b_y – суммарный коэффициент сопротивления от почвы и пневмошин,

$$b_y = b_n + b_{\text{поч}}, \text{ Н·с/м};$$

F_x и F_y – амплитудное значение возмущающей силы относительно осей X и Y, Н;

ω – угловая скорость вращения дебаланса, рад/с;

t – время, с.

Откуда составляющие возмущающих сил определим по формуле:

$$\begin{cases} F_x = 2 m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \cdot \sin \alpha \\ F_y = 2 m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \cdot \cos \alpha \end{cases}, \quad (2)$$

где m – масса дебаланса, кг;

r – расстояние центра масс дебаланса от точки вращения, м;

α – угол установки корпуса вибратора к горизонту, град.

В общем случае, решение уравнения 1 отвечающее установившимся вынужденным колебаниям при условии $\omega_x = \omega_y = \omega$ будут иметь вид.

$$x_a = \frac{2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{m_0 \cdot \sqrt{\left(\frac{6,5 \cdot C_0 \cdot \sqrt{A_n^r + A_p^r}}{m} - \omega^2 \right)^2 + \frac{4r^2 \cdot \omega^6 \cdot \cos^2 \alpha}{V_{\text{поч}}^2}}}, \quad (3)$$

$$y_a = \frac{2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{m_0 \cdot \sqrt{\left(\frac{6,5 \cdot C_0 \cdot \sqrt{A_n^B + A_p^B}}{m} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{l^2} - \frac{4 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \cdot (V_1 - V_2)}{1 \cdot V_n} - \omega^2 \right)^2 + \sqrt{4 \cdot \left(\frac{r \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{V_{\text{поч}}} + \frac{r \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{V_n} \right)^2 \cdot \omega^2}}}, \quad (4)$$

где x_a – амплитуда вынужденных колебаний по направлению оси X, м;

y_a – амплитуда вынужденных колебаний по направлению оси Y, м;

6,5 – размерный коэффициент;

C_0 – коэффициент постели, Н/м³;

A_n^r , A_n^B – площадь основания плоскореза контактирующего с почвой в горизонтальной и вертикальной плоскостях, м²;

A_p^r , A_p^B – площадь основания рыхлителя контактирующего с почвой в горизонтальной и вертикальной плоскостях, м²;

V_1 и V_2 – скорости груза действующие на пневмошину до и после удара соответственно, м/с;

l – деформация пневмошины, м;

V_n – скорость деформации пневмошины и почвы, м/с;
 $V_{поч}$ – скорость деформации почвы, м/с;
 m_0 – суммарная масса почвообрабатывающего орудия и дебалансов, кг.

В случае, когда коэффициенты сопротивления не равны нулю, почвообрабатывающее орудие будет совершать эллиптические колебания, но оси эллиптической траектории будут не параллельны осям координат. Одна из осей эллиптической траектории повернута относительно оси ОХ на угол (рис. 2):

$$\alpha_1 = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2x_a y_a \cos(\varphi_y - \varphi_x)}{x_a^2 - y_a^2}, \quad (5)$$

где φ_x, φ_y – фазовые углы определяющие положение центра масс системы дебалансов, рад.

В результате получим уравнение движения почвообрабатывающего орудия, причём значительно зависящее от $\Delta\varphi = |\varphi_y - \varphi_x|$ (рис. 2):

$$\left(\frac{x}{x_a}\right)^2 + \left(\frac{y}{y_a}\right)^2 - 2\frac{x}{x_a} \cdot \frac{y}{y_a} \cdot \cos(\varphi_y - \varphi_x) = \sin^2(\varphi_y - \varphi_x), \quad (6)$$

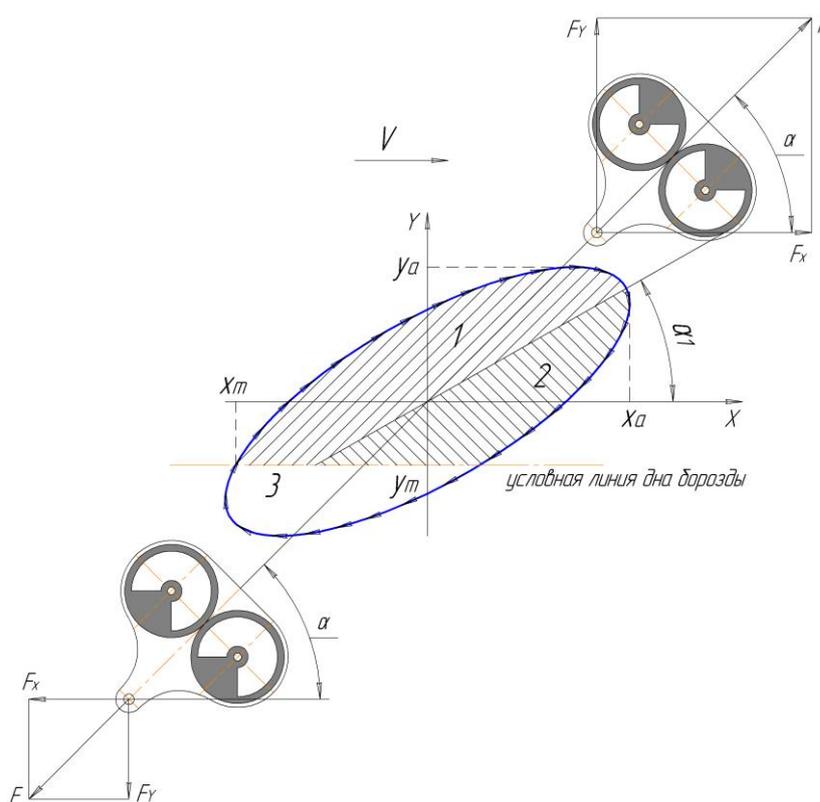


Рисунок 2 – Траектория теоретического перемещения точки центра тяжести почвообрабатывающего орудия под действием возмущающей силы: x_m и y_m - амплитуда вынужденных колебаний по направлению оси X и Y соответственно, при повороте дебалансов на 180^0

Анализ теоретического годографа перемещения почвообрабатывающего орудия под действием возмущающей силы позволил выявить три зоны: зона положительного перемещения – 1, характеризуется с положительным направлением результирующей возмущающей силы; зона - 2, характеризуется отрицательными значениями возмущающей силы. При условии отсутствия перемещения в зоне – 3, т.к. почва обладает большими сопротивлениями, эллипс перемещения будет проходить по условной линии дна борозды. Тогда площадь зоны 1, работа положительной силы, больше зоны 2, отрицательной работы. Таким образом, теоретически установлено, что применение вибровозбудителя направленного действия позволяет получить положительную работу возмущающей силы, реализуемую в движущую силу почвообрабатывающего орудия.

Результатом теоретических расчётов, было установлено, что для более эффективного снижения тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего орудия необходимо его усовершенствование путём установки на раму машины вибровозбудителя, который будет создавать возмущающую силу F , которая будет раскладываться на горизонтальную F_x и вертикальную F_y плоскости.

Принимая во внимание результаты проведённого анализа, была разработана схема комбинированного почвообрабатывающего агрегата с вибровозбудителем, которая представляет собой маятниковый вибратор направленного действия с регулируемыми конструктивно-режимными параметрами (рис. 3) и устройство для автоматического регулирования технологического процесса работы почвообрабатывающей машины.

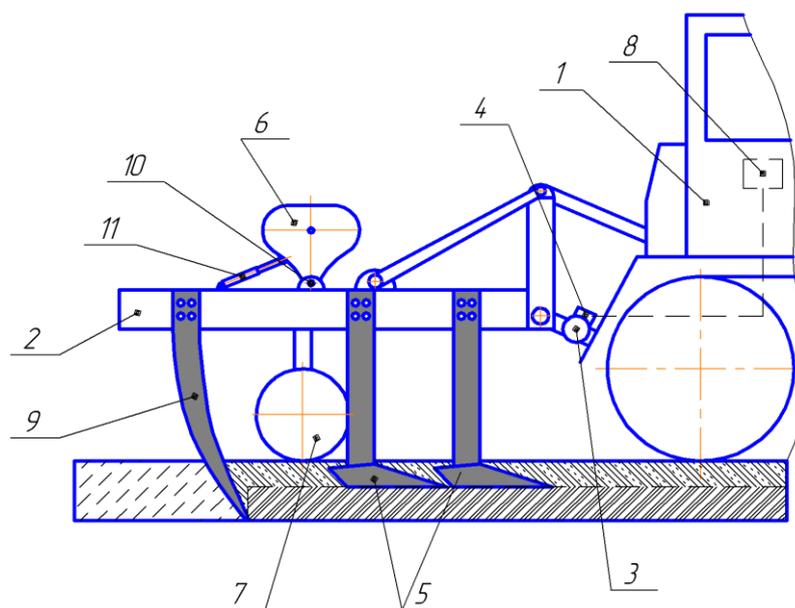


Рисунок 3 – Почвообрабатывающий агрегат: 1 – МЭС, 2 – почвообрабатывающее орудие, 3 – прицепное звено, 4 – датчик, 5 – плоскорезные лапы, 6 – маятниковый вибратор направленного действия, 7 – опорное колесо, 8 – прибор фиксирующий тяговое сопротивление, 9 – рыхлитель, 10 – ось шарнира, 11 – гидроцилиндр

Эти технические решения защищены нашими патентами РФ №2415526 «Почвообрабатывающий агрегат» и №2472328 «Устройство для автоматического регулирования технологического процесса работы почвообрабатывающей машины».

Вибровозбудитель представляет собой маятниковый вибратор направленного действия, имеющий зубчатые колёса, выполненные в виде дебалансов, которые вращаются с одинаковой угловой скоростью и создают возмущающую силу. Привод зубчатых колёс осуществляется от асинхронного электродвигателя (рис. 4).

Для комплексной оценки преимуществ и недостатков усовершенствованного комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем необходимо учесть, на сколько, будет снижаться тяговое сопротивление.

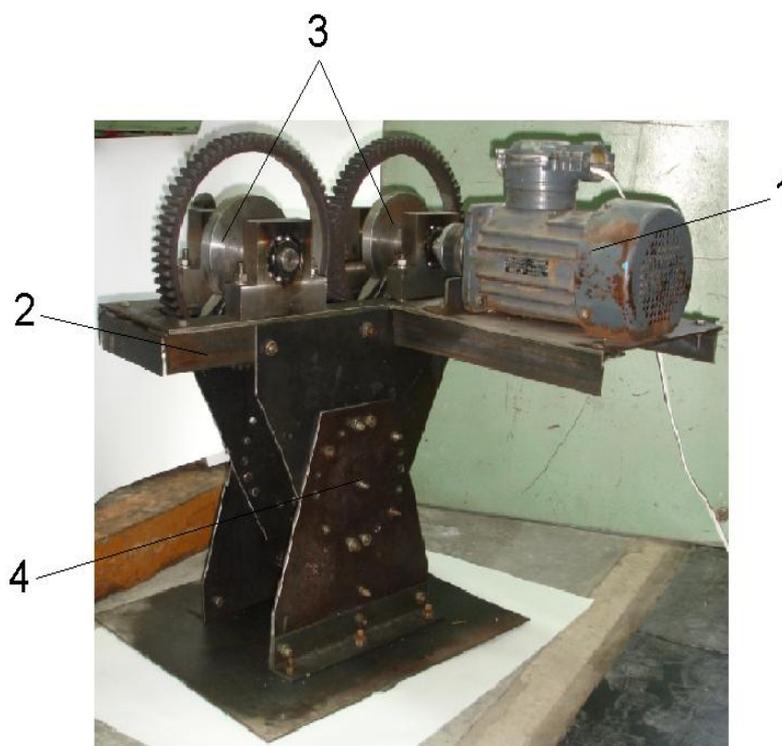


Рисунок 4 – Маятниковый вибратор направленного действия: 1 – электродвигатель, 2 – рама, 3 – дебалансы, 4 – ось шарнира

Следовательно, для того, чтобы использовать вибровозбудитель на комбинированном почвообрабатывающем орудии, необходимо определить его конструктивно режимные параметры с таким условием, чтобы не снижалось качество обработки почвы. Для этого почву принимаем за реологическую модель (рис. 6). Так как движение почвообрабатывающего орудия по полю не является равномерным, а в виде толчков (колебаний). Эти колебания возникают за счёт не однородности структуры почвы и за счёт вынужденных колебаний маятникового вибратора установленного на раме

машины, вводим ряд допущений. Для этого все рабочие органы комбинированного широкозахватного почвообрабатывающего орудия приведём к одной точке O .

Рабочий орган (плоскорезная лапа и глубокорыхлитель) воздействует на почвенный объём V в горизонтальной и вертикальной плоскости через т. O . При этом сила воздействия R рабочего органа будет расходоваться на деформации упругого $C_{\text{почв}}$ и вязкого $b_{\text{почв}}$ элементов. Тогда сила воздействия, вызывающая сопротивление почвенного объёма в горизонтальной плоскости R_{Γ} и вертикальной плоскости R_B , равна:

$$\begin{cases} R_{\Gamma} = n \cdot (F_1 + F_2) + F_{T1} - F_x \\ R_B = n \cdot (F_3 + F_4) - F_y \end{cases}, \quad (7)$$

где F_1, F_3 – сила расходуемая на преодоление упругих сопротивлений почвы, Н;

F_2, F_4 – сила расходуемая на преодоление вязких сопротивлений почвы, Н;

F_{T1} – сила сопротивления протаскиванию почвообрабатывающего орудия, Н;

n – количество рабочих органов почвообрабатывающего орудия, шт.

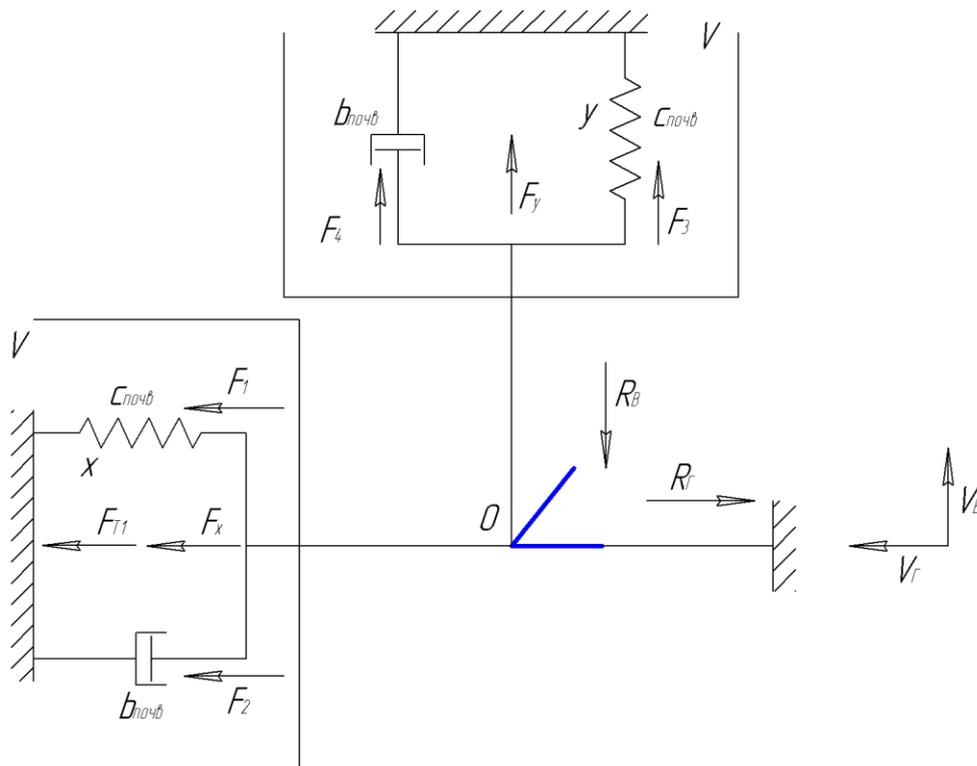


Рисунок 6 - Силовое возбуждение колебаний почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем: $b_{\text{почв}}$ – элемент вязкости (тело Ньютона); $C_{\text{почв}}$ – элемент упругости (тело Гука)

Тяговые сопротивления (7) можно определить следующим образом:

$$F_{T1} = (G - F_y) \cdot f, \quad (8)$$

$$\begin{cases} F_1 = \frac{V_{\Gamma} \cdot v \cdot m_{\text{почв}}}{S_1 \cdot a} \\ F_3 = \frac{V_B \cdot v \cdot m_{\text{почв}}}{S_1 \cdot a} \end{cases}, \quad (9)$$

$$\begin{cases} F_2 = b_{\text{почв1}} \cdot V_{\Gamma} \\ F_4 = b_{\text{почв2}} \cdot V_B \end{cases}, \quad (10)$$

где G – вес почвообрабатывающего орудия, Н;

f – коэффициент сопротивления передвижению почвообрабатывающего орудия;

V_{Γ}, V_B – скорость перемещения точки O контакта рабочего органа с почвой в горизонтальной и вертикальной плоскости соответственно, м/с;

$m_{\text{почв}}$ – масса почвы в слое участвующая в обработке, кг;

S_1 – площадь обработки почвы, м²;

a – средняя глубина обработки почвы, м;

v – кинематическая вязкость почвенного слоя, м²/с;

$b_{\text{почв1}}, b_{\text{почв2}}$ – элементы вязкости (тело Ньютона) в горизонтальной и вертикальной плоскости соответственно, Н·с/м.

После определения всех составляющих формул (8) - (10) получим:

$$\begin{cases} R_{\Gamma} = n \cdot V_{\Gamma} \cdot \left(\frac{v \cdot m_{\text{почв}}}{S_1 \cdot a} + b_{\text{почв1}} \right) + (G - 2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha) \cdot f - 2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \\ R_B = n \cdot \sigma_B \cdot \sqrt{\frac{g}{E \cdot \gamma}} \cdot \left(\frac{v \cdot m_{\text{почв}}}{S_1 \cdot a} + b_{\text{почв2}} \right) - 2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \end{cases}, \quad (11)$$

где σ_B – предел прочности почвы, Па;

E – модуль упругости почвы при сжатии и растяжении, Па;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

γ – удельный вес почвы, Н/м³.

В итоге, результирующую тягового сопротивления F_T определили:

$$F_T = \sqrt{R_{\Gamma}^2 + R_B^2}, \quad (12)$$

Таким образом, были получены закономерности, характеризующие тяговое сопротивление комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем в зависимости от его конструктивно-режимных параметров, технологических параметров работы и характеристик почвы.

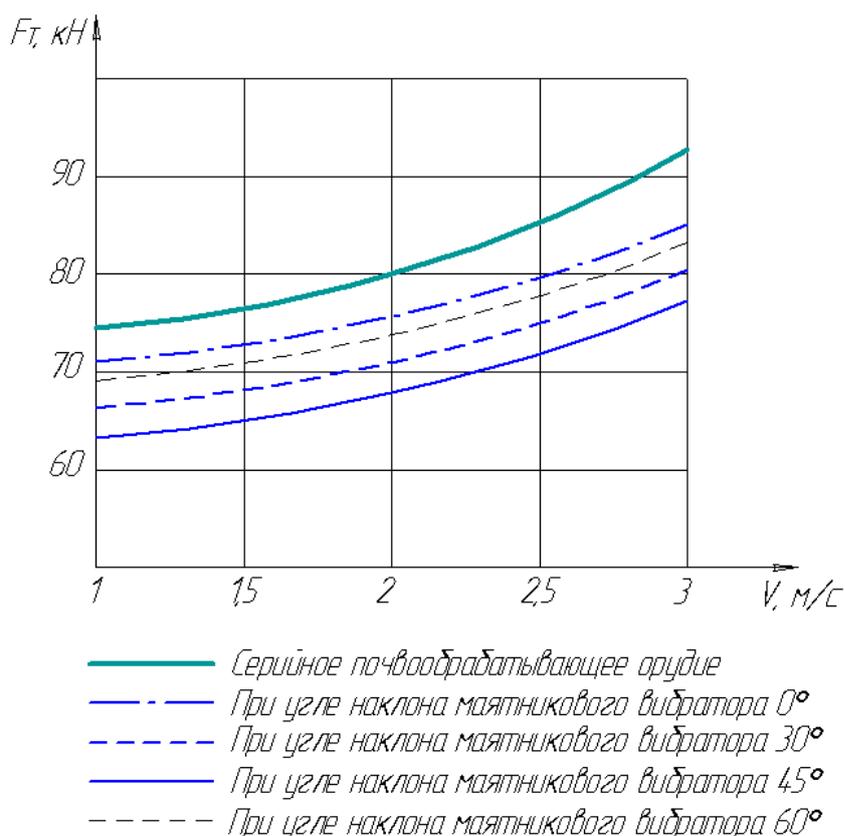
На основании моделирования технологического процесса почвообработки было выявлено, что конструкция маятникового вибратора направленного действия должна обеспечивать регулировку режимных параметров вибровозбудителя таким образом, чтобы при установке на комбинированный почвообрабатывающий агрегат, не нарушались агротехнические требования к обработке почвы. В результате были определены параметры вибровозбудителя, регулировка позволяет изменять частоту вращения дебалансов в диапазоне 500-1500 об/мин., угол поворота α маятникового вибратора из-

меняется от $0-60^{\circ}$. При этом существует возможность изменять приложение возмущающей силы за счёт перемещения вибровозбудителя.

С использованием формул (11) и (12) был проведен расчёт тягового сопротивления F_T экспериментального комбинированного почвообрабатывающего орудия оснащённого вибровозбудителем в зависимости от изменяемых параметров работы (скорости движения V , м/с; глубины обработки почвы a , м) при различных углах наклона корпуса маятникового вибратора направленного действия и сравнение с расчетом тягового сопротивления F_T серийного почвообрабатывающего орудия.

На основании теоретических расчетов были построены графики зависимости тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего орудия от скорости движения агрегата (рис. 7) и от глубины обработки (рис. 8): при различных углах наклона корпуса вибровозбудителя относительно рамы машин в сравнении с серийным почвообрабатывающим орудием.

Результаты расчетов показывают снижение тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего орудия оснащённого вибровозбудителем. Наилучший результат снижения, может быть достигнут при угле поворота корпуса маятникового вибратора на 45° и увеличении скорости агрегата.



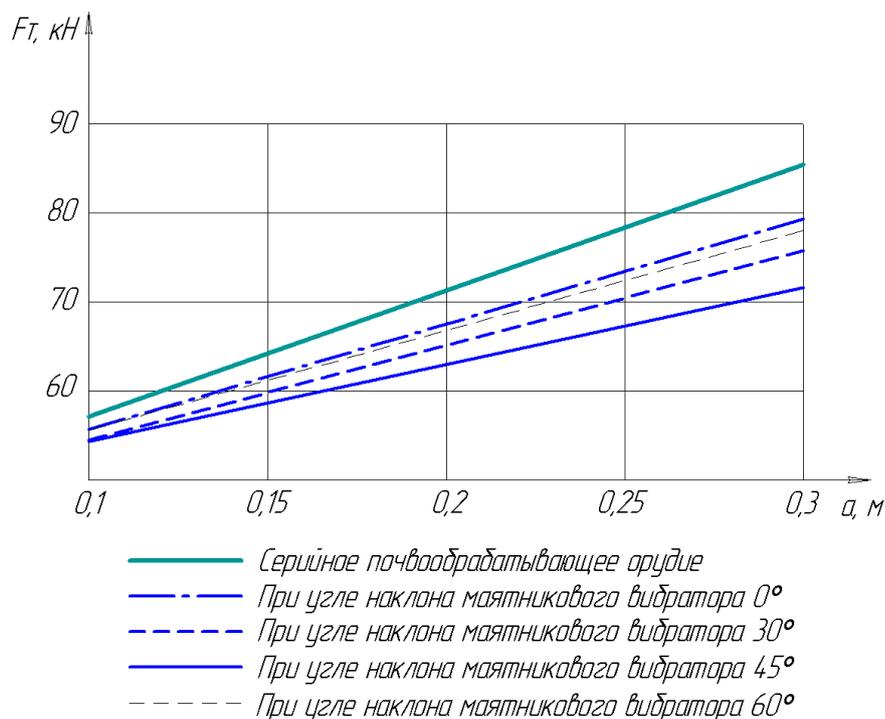


Рисунок 8 – Зависимость тягового сопротивления F_T (кН) от глубины обработки a (м) при $V = 2,4$ м/с и $n = 1500$ об/мин.

При создании вибрационных машин встает проблема целесообразности её использования. Так как мощность, затраченная на поддержание колебаний, может быть больше чем экономия от уменьшения тягового сопротивления. Мощность, необходимую для поддержания вынужденных колебаний, рассматривали на примере установившихся колебаний почвообрабатывающего орудия под действием вынуждающей силы. Анализ затрат теоретической мощности на поддержание колебаний показывает, что при максимальной угловой скорости дебалансов затраты мощности не превышают 350-400 Вт.

В третьей главе «*Программа и методика экспериментальных исследований*» представлена программа экспериментальных исследований, обоснованы и описаны методики многофакторного эксперимента, определения энергетических показателей работы комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем и определения влияния колебаний с.х. машины на агротехнические требования для основной обработки почвы.

Полевые экспериментальные исследования проводились на поле с. Владимировка Тюльганского района Оренбургской области (на фонах, типичных для зоны Южного Урала) в 2012 г. с использованием экспериментальной установки (рис. 9), состоящей из комбинированного почвообрабатывающего орудия GREGOIRE BESSON HELIOS SP (1) с установленным на нем вибровозбудителем (3). Орудие агрегатировалось с трактором New Holland T 9040 (1).

За первый параметр оптимизации многофакторного эксперимента было принято тяговое сопротивление комбинированного почвообрабатывающего орудия F_T , кН (Y_1), за второй параметр оптимизации, характеризующий соблюдение агротехнических требований, была принята амплитуда колебания A , м (Y_2).



Рисунок 9 – Общий вид экспериментальной установки

Основываясь на теоретических положениях, выведенных во второй главе данной работы, а также на исследованиях ряда ученых, в качестве варьируемых факторов, оказывающих наиболее существенное влияние на параметры оптимизации, были приняты следующие параметры работы:

- 1) скорость движения агрегата V , м/с (X_1);
- 2) глубина обработки a , м (X_2);
- 3) частота вращения дебалансов n , об/мин. (X_3);
- 4) угол наклона корпуса маятникового вибратора к раме машины α , град (X_4);
- 5) Расстояние от сцепки до крепления маятникового вибратора на раме машины L , м (X_5);

В таблице 1 представлены уровни изменения факторов в эксперименте.

С целью оценки энергетических показателей работы экспериментального комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем и сравнения с серийным комбинированным почвообрабатывающим орудием была проведена серия опытов по определению тягового сопротивления и амплитуды колебания комбинированного почвообрабатывающего орудия, которая не должна превышать допустимых значений отклонений средней глубины обработки почвы от заданной ± 1 см.

Таблица 1 – Факторы многофакторного эксперимента и уровни их варьирования

Наименование факторов. Уровень	Обозначение	Размерность	Уровни			Интервал
			Верхний (+)	Основной 0	Нижний (-)	
Скорость движения, V	X ₁	м/с	2,4	1,7	1,0	0,7
Глубина обработки рабочими органами, а	X ₂	м	0,3	0,225	0,15	0,075
Частота вращения дебалансов, n	X ₃	об/мин	1500	1000	500	500
Угол наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости, α	X ₄	град	60	30	0	30
Расстояние от сцепки до крепления маятникового вибратора на раме машины, L	X ₅	м	1,65	1,35	1,15	0,25

В качестве регистрирующей аппаратуры при определении тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего орудия применялась измерительная информационная система ИП 264, предназначенная для регистрации параметров при испытании сельскохозяйственной техники в полевых условиях и частотный преобразователь TOSHIBA AC1, для изменения частоты вращения электродвигателя.

Система ИП 264 состоит из электронного блока 1 (рис. 10), выполненного в едином корпусе, на передней панели которого находятся индикатор включения питания, выключатель питания и разъем RS232 для связи с управляющим компьютером (ноутбуком) 3. Сверху находятся разъемы для подключения распределительного короба 4 (РК-1) и питания 9 – 15 В. Для подключения датчиков к ИП 264 применяется распределительный короб РК-1, в котором каждый измерительный канал выводится на отдельный разъем. Частотный преобразователь TOSHIBA AC1 2 имеет питание 220 В и соединён с электродвигателем, сигнал о частоте вращения вала электродвигателя выводится на экран частотного преобразователя.



Рисунок 10 – Измерительная информационная система ИП 264 с частотным преобразователем TOSHIBA AC1, установленная в кабине трактора

В четвертой главе «*Результаты экспериментальных исследований*» приведены результаты многофакторного эксперимента по выявлению закономерностей изменения энергетических и агротехнических показателей работы предлагаемого комбинированного почвообрабатывающего орудия в зависимости от условий работы, а также по сравнению энергетических и агротехнических показателей работы серийного и экспериментального рабочих органов. Дан анализ сходимости экспериментальных и теоретических результатов.

Многофакторный эксперимент, выполненный в соответствии с разработанным планом, выявил зависимость параметров оптимизации (тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибро-возбудителем Y_1 и амплитуды колебания Y_2) от пяти факторов: скорости движения агрегата X_1 , глубины обработки X_2 , частоты вращения дебалансов X_3 , угла наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости X_4 , расстояния от сцепки до крепления маятникового вибратора на раме машины X_5 . По результатам регрессионного анализа в программе Statistica 6.1 были получены следующие уравнения регрессии для параметров оптимизации в кодированном виде:

$$Y_1 = 54,89X_1^2 + 20,68X_2^2X_4 - 9,59X_2X_4 + 1,9X_2^2X_3 - 0,91X_2X_3 - 0,46X_1X_4 + 0,13X_1^2X_4 + 0,01X_1X_4^2, \quad (13)$$

$$Y_2 = 150,889X_1^2X_2 - 436,26X_1X_2 - 306,977X_1^2X_2^2 - 4,115X_2X_4 - 1,776X_2^2X_3 + 0,612X_2X_3 - 0,174X_2^2X_4^2 + 0,086X_2X_4^2, \quad (14)$$

Фактора X_5 в уравнениях регрессии нет, так как коэффициент не значимый при 95% уровне значимости.

Полученные уравнения регрессии позволяют построить поверхности отклика параметров оптимизации от факторов (рис. 11, 12, 13, 14).

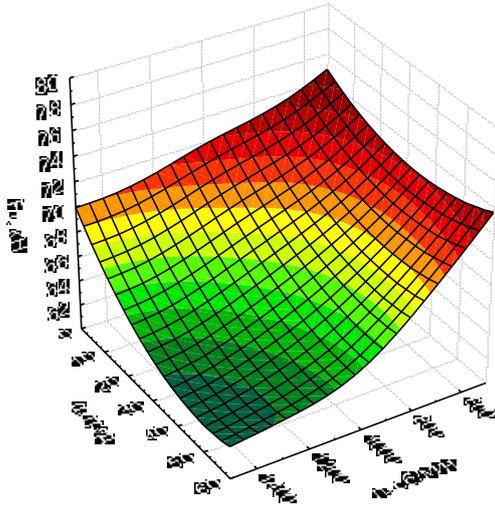


Рисунок 11 – Поверхность отклика Y_1 (F_T , кН) от факторов X_3 (частота вращения дебалансов n , об/мин.) и X_4 (угол наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости α , град)

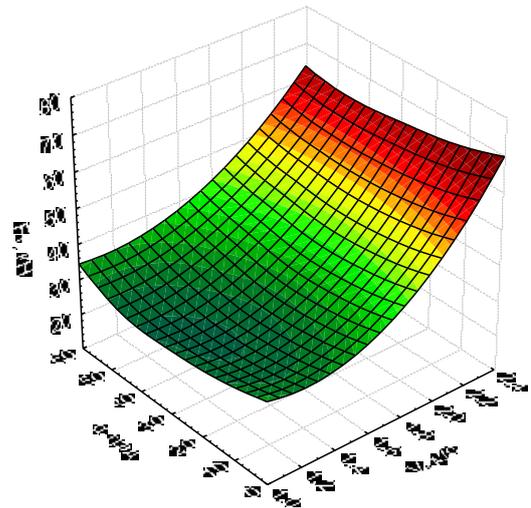


Рисунок 12 - Поверхность отклика Y_1 (F_T , кН) от факторов X_1 (скорость движения агрегата V , м/с) и X_4 (угол наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости α , град)

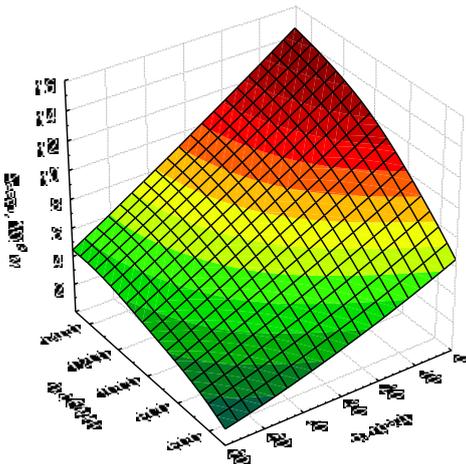


Рисунок 13 – Поверхность отклика Y_2 (A , м) от факторов X_3 (частота вращения дебалансов n , об/мин.) и X_4 (угол наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости α , град)

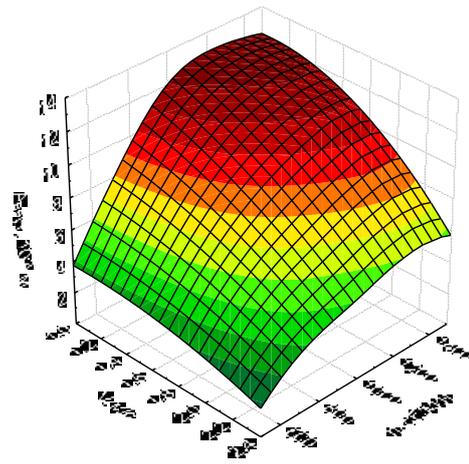


Рисунок 14 - Поверхность отклика Y_2 (A , м) от факторов X_1 (скорость движения V , м/с) и X_3 частота вращения дебалансов n , об/мин.)

По результатам эксперимента были построены графики зависимости тягового сопротивления от частоты вращения дебалансов и от угла наклона корпуса маятникового вибратора направленного действия. Полученные графики были сравнены с аналогичными, полученными в результате теоретических исследований.

После корректировки коэффициентов, используемых в теоретических расчетах тягового сопротивления, были получены следующие графики зависимости тягового сопротивления (F_T , кН) от частоты вращения дебалан-

сов и от угла наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости (рис. 15, 16).

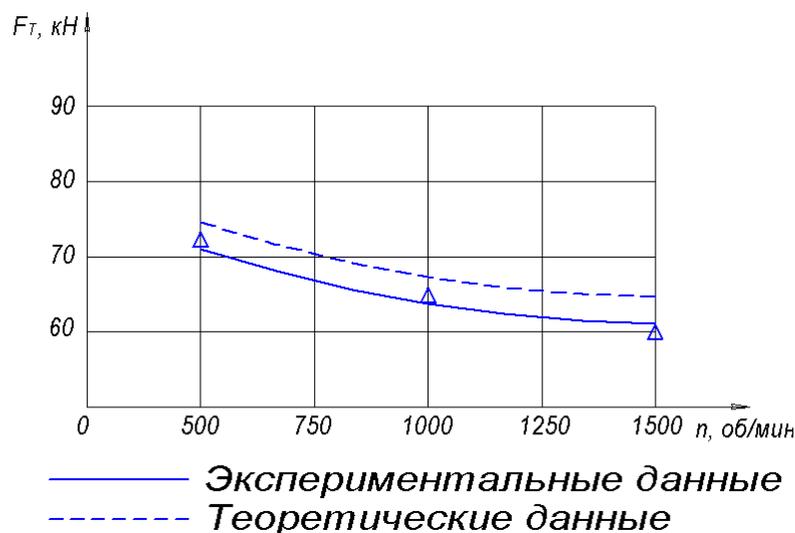


Рисунок 15 – Зависимость тягового сопротивления (F_T , кН) от частоты вращения дебалансов (n , об/мин.) при угле наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости $\alpha=45^\circ$, глубине обработки $a = 0,3$ м и скорости движения $V = 2,4$ м/с

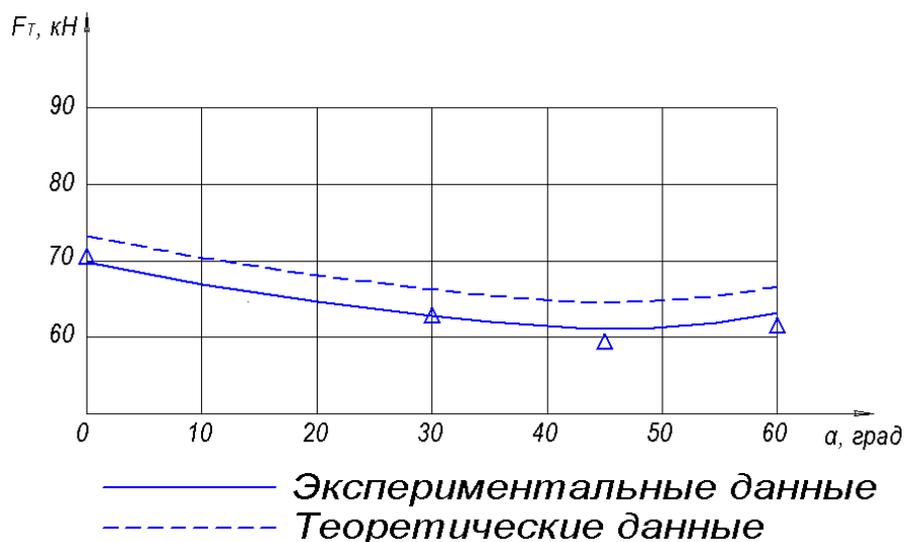


Рисунок 16 – Зависимость тягового сопротивления (F_T , кН) от угла наклона маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости (α , град) при скорости движения $V = 2,4$ м/с, глубине обработки $a=0,3$ м и частоте вращения дебалансов $n=1500$ об/мин

Графики показывают, что данные, полученные в результате теоретических исследований, соответствуют данным, полученным в результате эксперимента.

В результате экспериментальных исследований показателей работы серийного и модернизированного почвообрабатывающих орудия, проводившихся в 2012 г на поле с. Владимировка Тюльганского района при основной обработке почвы (стерня после кукурузы), выявлено увеличение

степени крошения почвы на 9,4% и снижение тягового сопротивления на 23% и часового расхода топлива на 21,8 %, амплитуда колебаний модернизированного почвообрабатывающего орудия входила в допустимые значения агротехнических требований.

В пятой главе «*Экономическая оценка применения комбинированного почвообрабатывающего орудия с механическим вибровозбудителем*» представлены результаты расчета экономической эффективности от применения комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем при основной обработке почвы.

Расчеты показали снижение удельного расхода топлива на 23,8%. Годовой экономический эффект составил 78,45 руб./га., срок окупаемости дополнительных капитальных вложений 2 года, при средней годовой нагрузке агрегата 2500 га.

Все расчеты проводились по ценам 2012 г.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Проблема большого тягового сопротивления комбинированных почвообрабатывающих орудий для основной обработки почвы является актуальной. Это обосновало необходимость использования в конструкции машины вибровозбудителя, позволяющего за счёт физического эффекта вибрации снизить энергоёмкость процесса.
2. Разработана теоретическая модель силового взаимодействия рабочих органов с почвой комбинированного почвообрабатывающего орудия оснащённого вибровозбудителем, которая позволяет оценить режимно-конструктивную эффективность использования энергии колебаний в зависимости от характеристик агрофона. Полученная модель адекватна для следующих диапазонов обрабатываемого агрофона: твёрдость почвы 1,0-2,3 МПа, вязкость почвы 4500-6000 Н·с/м, упругость почвы 30-60 Н/м, плотность почвы 1800-2000 кг/м³ при скорости движения агрегата $V=1,0...2,4$ м/с и глубине обработки почвы $a=0,15-0,3$ м. Установлено, что для реализации возмущающей силы, компенсирующей силы сопротивления в реологической модели почвы, вибровозбудитель должен иметь следующие выходные характеристики: угол поворота маятникового вибратора в продольно-вертикальной плоскости $\alpha=0...60^{\circ}$; частота вращения дебалансов $n=500-1500$ об/мин; масса дебалансов $m=4,95$ кг.
3. Обоснованы аналитические закономерности, характеризующие тяговое сопротивление комбинированного почвообрабатывающего орудия с маятниковым вибратором направленного действия в зависимости от его конструктивно-геометрических параметров, физико-механических свойств почвы и агротехнологических параметров работы (формулы (11), (12)).
4. В результате теоретических и экспериментальных исследований обоснована конструкция маятникового вибратора направленного действия которая защищена патентами РФ на изобретения № 2415526 и № 2472328.

5. Проведённый многофакторный эксперимент позволил определить закономерности изменения параметров оптимизации (тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего орудия с вибровозбудителем F_T и амплитуды вертикальных колебаний $A_{\text{верт}}$) от пяти возмущающих факторов: скорости движения агрегата X_1 , глубины обработки почвы X_2 , частоты вращения дебалансов X_3 , угла наклона корпуса маятникового вибратора к раме машины X_4 , расстояния от сцепки до крепления маятникового вибратора на раме машины X_5 . В результате экспериментальных исследований установлено, что данные, теоретических исследований, обладают высокой сходимостью и с достаточной точностью (2-5%) описывают реальный процесс.
6. Полевыми испытаниями установлены закономерности, характеризующие эффективность использования предлагаемого комбинированного почвообрабатывающего орудия оснащённого механическим вибровозбудителем, которые показали снижение тягового сопротивления орудия на 23%, удельного расхода топлива на 23,8%, при соблюдении агротехнических требований на данный вид обработки почвы.
7. Расчёты экономической эффективности применения маятникового вибратора на комбинированном почвообрабатывающем орудии для основной обработки почвы показали, что годовой экономический эффект составляет 78,45 руб/га при сроке окупаемости дополнительных капитальных вложений 2 года и годовой загрузке 2500 га.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Дроздов, С.Н. Маятниковый вибратор на почвообрабатывающем орудии [Текст] / С.Н. Дроздов, М.А. Мазитов, А.С. Подуруев, // – Сельский механизатор, 2011. - №10. – С. 8-9.
2. Дроздов, С.Н. Использование вибрации в почвообрабатывающих машинах [Текст] / С.Н. Дроздов // Известия ОГАУ. – 2011. - №4. – С. 94-96.
3. Константинов М.М. Обоснование параметров вибрационных почвообрабатывающих машин [Текст] / М.М. Константинов, С.Н. Дроздов, Д.П. Юхин // Известия ОГАУ. – 2012. - №5. – С. 77-80.
4. Константинов, М.М. Снижение тягового сопротивления комбинированных широкозахватных машин [Текст] / М.М. Константинов, С.Н. Дроздов // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. - №6. – С. 34-36.
5. Дроздов С.Н. Использование вынужденных колебаний для снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих машин [Текст] / С.Н. Дроздов, И.З. Аширов, А.А. Сорокин // Известия ОГАУ. – 2013. - №1. – С. 46-48.

Публикации в других изданиях:

6. Дроздов, С.Н. Роль вынужденных гармонических колебаний в совершенствовании современных почвообрабатывающих машин [Текст] / С.Н. Дроздов, Д.П. Юхин // Совершенствование инженерно-технического обеспечения технологических процессов в АПК. Выпуск №9. Материалы международной научно-технической конференции. – Оренбург, 2009. – С. 116-119.
7. Константинов, М.М. Снижение тягового сопротивления почвообрабатывающих машин с использованием вибрации [Текст] / М.М. Константинов, С.Н. Дроздов // Агроинженерная наука – сельскохозяйственному производству. Сборник докладов международной научно-практической конференции Ч.П. - Костанай, 2012. – С. 41-46.
8. Юхин, Д.П. Обоснование параметров энергосберегающей почвообрабатывающей машины с колебательным контуром [Текст] / Д.П. Юхин, С.Н. Дроздов // Роль науки в инновационном развитии АПК. Материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвящённой 80-летию со дня рождения известного учёного, профессора А.П. Иофинова. – Уфа: БГАУ, 2012. – С. 90-93.

Патенты:

9. Патент РФ №2415526 А01В35/32, А01В39/28. Почвообрабатывающий агрегат. / М.М. Константинов, Д.П. Юхин, С.Н. Дроздов. Заяв. 09.10.2009. Оpubл. 10.04.2011. Бюл. №10.
10. Патент РФ №2472328 А01В35/32, А01В39/28. Устройство для автоматического регулирования технологического процесса почвообрабатывающей машины. / С.Н. Дроздов. Заяв. 20.05.2011. Оpubл. 20.01.2013. Бюл. №2.

Дроздов Сергей Николаевич

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ КОМБИНИРОВАННОГО
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОРУДИЯ

*Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук*

Подписано в печать
Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 1,0. Печать трафаретная.
Бумага офсетная. Гарнитура Nimes New Roman.
Заказ №. Тираж 100 экз.

Отпечатано в Издательском центре ОГАУ.
460014, г. Оренбург, ул. Челюскинцев, 18.
Тел.: (3532) 77-61-43