

На правах рукописи



Кокосин Сергей Николаевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КУЛЬТИВАТОРНОЙ СТОЙКИ С
ИЗМЕНЯЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ**

**Специальность 05.20.01 – Технологии и средства
механизации сельского хозяйства**

**Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Новосибирск – 2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Государственный аграрный университет Северного Зауралья» (ФГБОУ ВПО ГАУ Северного Зауралья)

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Пирогов Сергей Петрович

Официальные оппоненты: **Беляев Владимир Иванович**
доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО Алтайский государственный аграрный университет, заведующий кафедрой «Сельскохозяйственные машины»
Понуровский Виктор Андреевич
Кандидат технических наук ФГБОУ ВПО Новосибирский государственный аграрный университет, заведующий кафедрой «Безопасности жизнедеятельности»

Ведущая организация ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

Защита состоится «13» июня 2013 года, в 9 часов на заседании диссертационного совета ДМ 006.059.01 при Государственном научном учреждении Сибирский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства Российской академии сельскохозяйственных наук по адресу: 630501, Новосибирская область, Новосибирский район, р.п. Краснообск, а/я 460 ГНУ СибИМЭ Россельхозакадемии; телефон-факс (383) 348-12-09; www.sibime-rashn.ru; e-mail: sibime@ngs.ru.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять в адрес диссертационного совета по адресу 630501, Новосибирская область, Новосибирский район, р.п. Краснообск, а/я 460 ГНУ СибИМЭ Россельхозакадемии.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГНУ СибИМЭ Россельхозакадемии, автореферат размещен на сайте ГНУ СибИМЭ Россельхозакадемии www.sibime-rashn.ru и на сайте ВАК Минобрнауки России www.vak2ed.gov.ru.

Автореферат разослан « » апреля 2013г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Коротких
Владимир Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Основными операциями в процессе возделывания сельскохозяйственных культур, обеспечивающие качественные всходы, являются предпосевная обработка почвы и посев. Существующие конструкции лаповых рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин не в полной мере обеспечивают агротехнические требования по глубине обработки на различных типах почв. Уже малые отклонения глубины хода рабочих органов от оптимальных значений могут приводить к тому, что либо семена будут заделаны слишком глубоко, и не прорастут, либо наоборот, не будут заделаны на должную глубину или будут выброшены высевальным аппаратом на поверхность поля.

На неравномерность движения лапы по глубине влияют неровности рельефа поля, физико-механические свойства почвы, конструктивные параметры стоек и регулирующих устройств. Для стабильности движения лапы на установленной глубине необходимо обеспечить в реальном времени регулировку изгибной жесткости стойки в зависимости от физико-механических свойств почвы. В настоящее время эту функцию выполняют пружины, используемые в конструкции рабочего органа. Но жесткость пружины не изменяется при работах на почвах с различными физико-механическими почвами, что приводит к отклонению глубины хода лапы в процессе работы. Поэтому исследования направленные на стабилизацию глубины хода лаповых рабочих органов в процессе посева и обработки почвы являются актуальными.

Научная гипотеза Стабильность глубины хода лаповых рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин на различных типах почв может быть достигнуто за счет применения гибких трубчатых стоек, изменяющих свою жесткость под действием жидкости, подаваемой под давлением во внутреннюю полость стойки гидросистемой трактора.

Цель работы – обеспечение стабильности глубины хода лаповых рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин за счет применения стойки с изменяемой жесткостью.

Объект исследования – процесс стабилизации глубины хода лапового рабочего органа на стойке с изменяемой жесткостью.

Предмет исследования – закономерности изменения устойчивости хода лаповых рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин по глубине от конструктивно-режимных параметров стойки с изменяемой жесткостью.

Методы исследований. Теоретические исследования выполнялись с использованием основных положений, законов и методов классической механики, математики и статистики.

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и полевых условиях на основе общепринятых и частных методик. Основные расчеты и обработка результатов экспериментов выполнялись с использованием методов статистики на ПК и математического пакета MathCAD.

Научную новизну работы представляют:

- расчетные схемы и аналитические выражения, описывающие влияние физико-механических свойств почвы на геометрические параметры культиваторной стойки с изменяемой жесткостью.

- установленные закономерности процесса движения лапового рабочего органа в почве на заданной глубине от ее физико-механических свойств и параметров культиваторной стойки.

- разработанная методика расчета и обоснованная рациональная геометрия культиваторной стойки с изменяемой жесткостью.

- конструктивные и технологические параметры стойки с изменяемой жесткостью.

Практическая значимость. теоретические и практические исследования, наряду с опытным образцом стойки лапового рабочего органа, позволяющей стабилизировать глубину движения лапы при обработке почвы и посеве, могут быть использованы проектно-конструкторскими организациями для разработки новых рабочих органов сеялок-культиваторов. Предложен метод изготовления гибких трубчатых элементов стойки культиватора.

Новизна технических решений подтверждена патентами на изобретение № 2428825 от 20.09.2011г. и № 2432729 от 10.11.2011г. и патентом РФ на полезную модель № 94406 от 27.05.2010 г.

Положения, выносимые на защиту.

– Расчетные схемы, уравнения для оценки влияния внешних силовых факторов на геометрические параметры стойки с изменяемой жесткостью.

– Зависимости движения культиваторной лапы на стойке с изменяемой жесткостью от изменения физико-механических свойств почвы.

– Конструктивные параметры стойки лапового рабочего органа с изменяемой жесткостью.

– Результаты лабораторно-полевых исследований стабилизации хода лапы на предлагаемой стойке.

Апробация результатов исследований. Основные положения и результаты исследований докладывались и обсуждались:

•на региональных научно-практических конференциях молодых ученых ТГСХА (г. Тюмень 2007-2010 гг.);

•на всероссийской научно-практической конференции молодых ученых 11-13 марта 2008 г. в г. Тюмень;

•на втором этапе всероссийского конкурса на лучшую научную работу аспирантов и молодых ученых ВУЗов Минсельхоза России в Уральском федеральном округе по номинации «Технические науки» 2009 г. в г. Челябинск;

•в финале всероссийского конкурса на лучшую научную работу аспирантов и молодых ученых ВУЗов Минсельхоза России по номинации «Технические науки» 2009 г. в г. Москва;

•на международной научно-технической конференции Курганской ГСХА (г. Курган 2009-2010 гг.);

•на международных научно-технических конференциях ЧГАА (г. Челябинск – 2009-2011 гг.);

• на научно-технической конференции 14-16 июня 2011г. г. Новосибирск п. Краснообск, ГНУ СибИМЭ;

• на международной научно-технической конференции ТГСХА «Научные исследования – основа модернизации с/х производства» 9-11 ноября 2011 г.

Работа выполнена в период 2006 – 2011 гг. в Тюменской государственной сельскохозяйственной академии на кафедре «общетехнические дисциплины» в соответствии с программой НИР ТюмГСХА на 2005-2015 гг. «Разработать новое поколение ресурсосберегающих машин и технологий точного земледелия и создать конкурентоспособные технические средства для производства продукции растениеводства» (номер государственной регистрации 01201265971).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 15 научных статей, из них: три – в изданиях, указанных в «Перечне ведущих рецензируемых научных изданий и журналов», рекомендованном ВАК, два патента на изобретение РФ и патент РФ на полезную модель.

Реализация результатов внедрения.

Разработанная конструкция культиватора прошла испытания на полях ФГУП «Учебно-опытное хозяйство Тюменской ГСХА» в 2011 г. и рекомендованы для научных исследований и производственных целей при возделывании зерновых культур в условиях северного Зауралья. Сравнительные испытания культиваторных стоек с изменяемой жесткостью проведены в 2011 г. на полях крестьянско-фермерских хозяйств Упоровского района Тюменской области. Результаты исследований могут быть использованы в НИИ и КБ при проектировании и разработке конструкций культиваторов. Разработанная методика и испытательный стенд для оценки жесткости культиваторных стоек используется в учебном процессе Тюменской ГСХА.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованной литературы и приложений.

Работа изложена на 158 страницах машинописного текста, содержит 10 приложений на 29 страницах, 5 таблиц, 46 рисунков. Список использованной литературы включает 116 наименований, в том числе 10 на иностранных языках.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отражена актуальность темы диссертационной работы, сформулирована рабочая гипотеза и кратко изложены научные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «Состояние вопроса и задачи исследования» рассмотрены основные принципы предпосевной обработки почвы и посева лаповыми рабочими органами. Проведен анализ влияния неравномерности движения лапы на полевую всхожесть и биологическую урожайность семян, приведены основные агротехнические требования, предъявляемые к обработке почвы и посеву. Выполнен анализ работ по расчету и проектированию гибких трубчатых элементов.

Изучению влияния неравномерности глубины хода лаповых рабочих органов на качественные показатели урожайности посвящено много научных работ. Результаты исследований на кафедре «почвоведение» Тюменской ГСХА в 2009-

2010 г., а также работы Чепурина Г.Е., Утенкова Г.Л., Власенко А.Н., Спирина А.П., Сергеева Ю.А. и др. позволили выявить влияние стабильности глубины хода лапы при обработке почвы и посева на биологическую урожайность и количество всходов. Установлено, что при полевых испытаниях культиваторов основными показателями стабильности глубины обработки почвы являются ее среднее квадратичное отклонение – σ , и коэффициент вариации – k . Работа почвообрабатывающего агрегата считается удовлетворительной, если коэффициент вариации глубины обработки не превышает 10%.

Анализ почвенно-климатических условий Тюменской области показал, что структура почвенного покрова в ее северной части более стабильна, чем на юге области.

Анализ работ, посвященных равномерности глубины движения рабочего органа в почве позволил выявить, что некоторые ученые, такие как Анилович В. Я., Краденов В.П., Рыбаков В.Н., Трофимченко Ю.Н. и др. считают, что качество глубины заделки семян в основном определяется копированием сошником неровностей поверхности поля. А другая группа ученых - Клюев А.И., Николайчук В.П., Арзуманян А.С, Соколов В.М., Шипитько А.В. и др., рассматривая статическую модель сошниковой системы, считают, что равномерность глубины хода сошников можно повысить, наоборот, увеличением жесткости штанговой пружины, усилия предварительного сжатия, массы сошников и длины поводков.

Проведенный анализ технологий возделывания и технических средств обработки почвы и посева показал, что конструкции лаповых рабочих органов для одновременной ее обработки и посева не в полной мере удовлетворяют агротехническим требованиям в почвенно-климатических условиях юга Тюменской области. Основной особо значимый недостаток существующих конструкций – это неравномерность глубины хода лапы на различных типах почв. Для повышения качества ее обработки и посева было предложено использование гибкой трубчатой стойки культиваторной лапы.

Изучением гибких трубчатых элементов занимались Федосьев В.И., Шумский М.П., Тыжнов Г.И., Андреева Л.Е., Пирогов С.П., Устинов Н.Н. и др. Широкое применение трубчатые элементы получили в конструкциях измерительных приборов, но также были предложены конструкции элементов, работающих в режимах силовой компенсации: тормозные системы автомобиля, силовые захваты, прижимы и др. В результате были предложены различные методики расчета и проектирования трубчатых элементов, обоснованы основные формы поперечных сечений в зависимости от области их применения.

Для обоснования геометрических параметров гибкой трубчатой стойки культиватора необходимо решить следующие задачи:

1 Выявить условия работы культиваторной стойки на операциях предпосевной обработки почвы и посева.

2 Разработать расчетную схему и обосновать геометрические параметры стойки культиватора с изменяемой жесткостью.

3 Установить основные закономерности влияния физико-механических свойств почвы на геометрические параметры и прочностные характеристики предлагаемой стойки культиватора с изменяемой жесткостью.

4 Экспериментально определить зависимость устойчивости движения лапы на заданной глубине при обработке почвы от изгибной жесткости стойки и оценить экономическую эффективность ее применения.

Во второй главе «Теоретические исследования по обоснованию конструктивно-технологических параметров стойки культиватора с изменяемой жесткостью» обоснована возможность использования гибкого трубчатого элемента эллиптического сечения в качестве С-образной стойки лапового рабочего органа радиусом $r=220$ мм и центральным углом $\alpha_r=150^\circ$ в сравнении со стойками стандартных сечений. Для анализа задаемся силой сопротивления почвы $F=1$ кН и модулем упругости $2,1 \times 10^5$ МПа. Разложив силу сопротивления почвы по осям OX и OZ, перемещение лапы культиватора определяем из выражения:

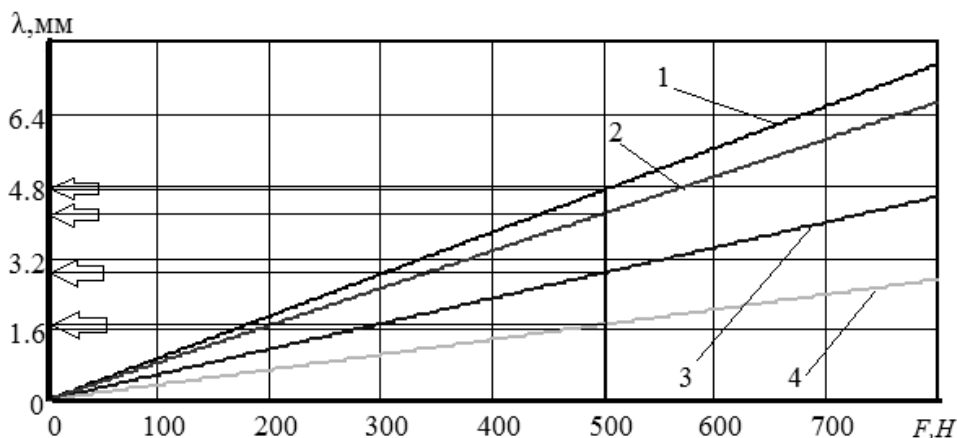
$$\begin{cases} \lambda = \frac{dU}{dF} = \frac{F \cdot L^3}{3K_k \cdot E \cdot J_x}; \\ \lambda = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_z^2}, \end{cases} \quad (1)$$

где: K_k – коэффициент «Кармана»;

L – расстояние от точки приложения силы до крепления стойки, которое зависит от геометрических параметров стойки:

$$\begin{cases} L_z = 2r \cdot \sin\left(\frac{\alpha_i}{2}\right) \cdot \sin\left(\pi - \alpha_r + \frac{\alpha_i}{2}\right); \\ L_x = 2r \cdot \sin\left(\frac{\alpha_i}{2}\right) \cdot \cos\left(\pi - \alpha_r + \frac{\alpha_i}{2}\right). \end{cases} \quad (2)$$

Коэффициент Кармана для стандартных форм сечений имеет значение, равное 1, для гибкой трубчатой стойки – выбирается в зависимости от геометрических характеристик элемента. Результаты расчетов (1) и (2) представлены на рисунке 1.



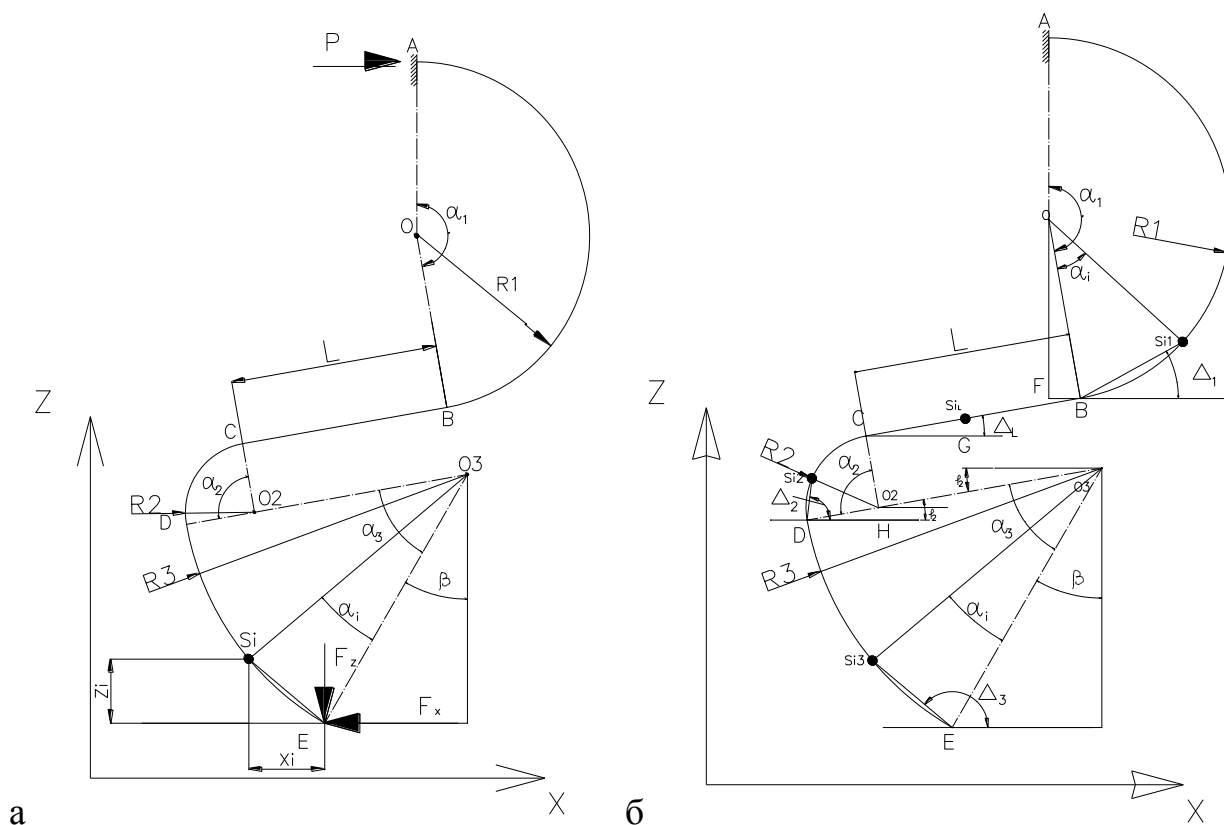
1 – прямоугольник; 2 – эллипс; 3 – круг; 4 – кольцо

Рисунок 1 – Влияние формы поперечного сечения стойки на перемещение лапы

Момент сопротивления инерции каждого сечения более 1320 мм^3 , что удовлетворяет условию прочности при силе сопротивления почвы до 1 кН . С увеличением силы сопротивления почвы перемещение рабочего органа увеличивается линейно. При усилии в 500 Н минимальное перемещение, равное $1,68 \text{ мм}$, показывает стойка с кольцевым сечением. На стойке круглого сечения перемещение составляет $2,83 \text{ мм}$, эллиптического – $4,16 \text{ мм}$ и максимальное перемещение происходит с применением стойки прямоугольного сечения – $4,7 \text{ мм}$.

Исследованы влияние формы сечения стойки культиватора на перемещение лапы под действием силы сопротивления почвы, которые подтверждают возможность применения гибкого трубчатого элемента в ее конструкции.

Конструкция стойки является S-образной, так как именно такая форма позволяет под действием гидравлического давления, подаваемого в полость гибкого трубчатого элемента гидросистемой трактора*, компенсировать перемещения лапы от силы сопротивления почвы и, тем самым, стабилизировать глубину движения лапы при обработке почвы и посеве. На рисунке 2 а показана расчетная схема предлагаемой стойки, состоящей из 4 участков. Участок АВ представляет собой гибкий трубчатый элемент эллиптического поперечного сечения, в полость которого будет подаваться давление (P). Перемещение лапы культиватора зависит от геометрических параметров стойки и физико-механических свойств почвы, которые характеризуют силу сопротивления.



а – геометрические параметры средней линии стойки;
 б – схема для определения перемещения лапы под действием силы.
 Рисунок 2 – Расчетные схемы гибкой трубчатой стойки

* далее в тексте – давление.

Расчетные схемы, представленные на рисунке 2 б, позволили составить уравнения, связывающие между собой геометрические параметры культиваторной стойки, перемещение лапы и силы сопротивления почвы.

Для проведения теоретических исследований были выбраны следующие геометрические параметры стойки: центральные углы $\alpha_1=170^\circ$, $\alpha_2=100^\circ$, $\alpha_3=50^\circ$; радиусы кривизны центральной линии стойки $R_1=200$ мм, $R_2=100$ мм, $R_3=230$ мм; длина прямолинейного участка АВ: $L=240$ мм; параметры поперечного сечения гибкого трубчатого элемента (участок АВ): большая полуось $a=30$ мм; меньшая полуось $b=15$ мм; толщина стенки сечения $h=3,5$ мм. Под действием силы сопротивления возникают изгибающие моменты, характеризующиеся угловыми ($\alpha_{i3}; \alpha_{i2}; \alpha_{i1}$) и линейной (L_i) координатами стойки:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_z = F_x \cdot \left[\begin{array}{l} 2 \cdot R_3 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i3}}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 + \frac{\alpha_{i3}}{2}\right) + \\ + 2 \cdot R_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i2}}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha_1 - \alpha_2 + \frac{\alpha_{i2}}{2}\right) + L_i \cdot \sin(\alpha_1) + \\ + 2 \cdot R_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha_1 - \frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \end{array} \right]; \\ M_x = F_z \cdot \left[\begin{array}{l} -2 \cdot R_3 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i3}}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 + \frac{\alpha_{i3}}{2}\right) - \\ -2 \cdot R_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i2}}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha_1 - \alpha_2 + \frac{\alpha_{i2}}{2}\right) - L_i \cdot \cos(\alpha_1) - \\ -2 \cdot R_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha_1 - \frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \end{array} \right]. \end{array} \right. \quad (3)$$

Для определения перемещения лапы от действия силы используем формулу Симпсона, с учетом геометрических параметров стойки:

$$\Delta_T E_F = \int_0^{L_i} \frac{L_i}{6K_k EJ} \cdot \left(M_F(0) \cdot M_1(0) + 4 \cdot M_F\left(\frac{L_i}{2}\right) \cdot M_1\left(\frac{L_i}{2}\right) + M_F(L_i) \cdot M_1(L_i) \right), \quad (4)$$

где: L_i – длина I – того участка стойки, мм;

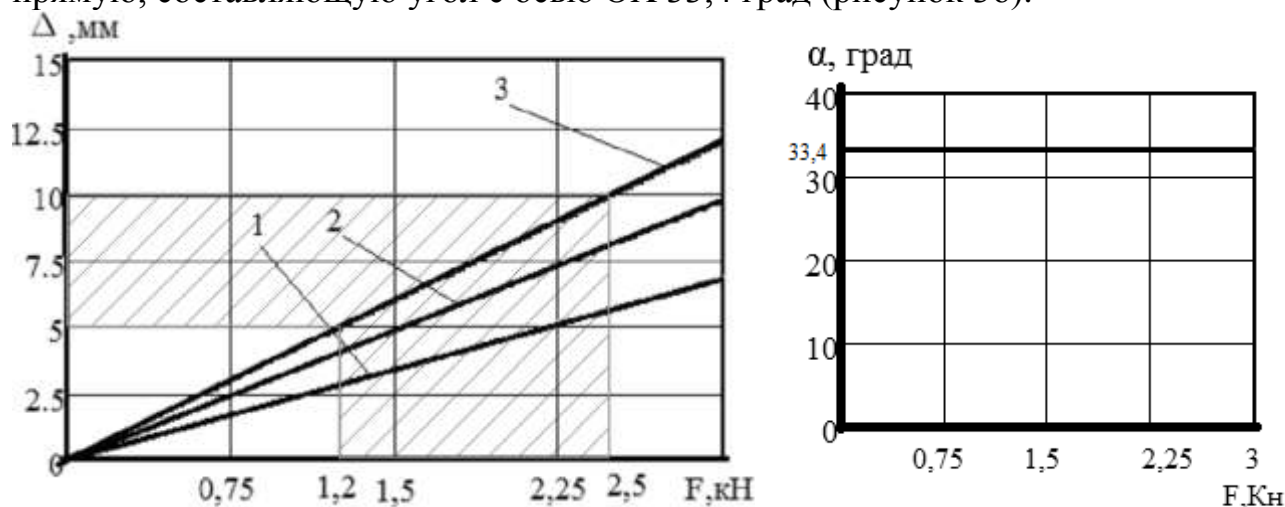
M_F – момент от внешней силы, Нмм;

M_1 – момент от единичной силы, Нмм.

Для анализа были выбраны значения силы сопротивления почвы – 0...3 кН, угол крошения почвы рабочим органом $\alpha=30^\circ$, угол трения $\varphi=30^\circ$ и $\psi=90-\alpha-\varphi$. Результаты расчетов представлены на рисунке 3.

С увеличением силы сопротивления почвы перемещение рабочего органа увеличивается линейно и имеет направление по горизонтали – противоположно ходу агрегата (назад) и вертикально вверх, выглубляясь из почвы. При увеличении силы сопротивления до 1,2 кН суммарное перемещение составляет 5 мм, причем перемещение в горизонтальной плоскости, равное 4,1 мм, больше чем в вертикальной (2,7 мм). С увеличением силы до 2,5 кН перемещение лапы

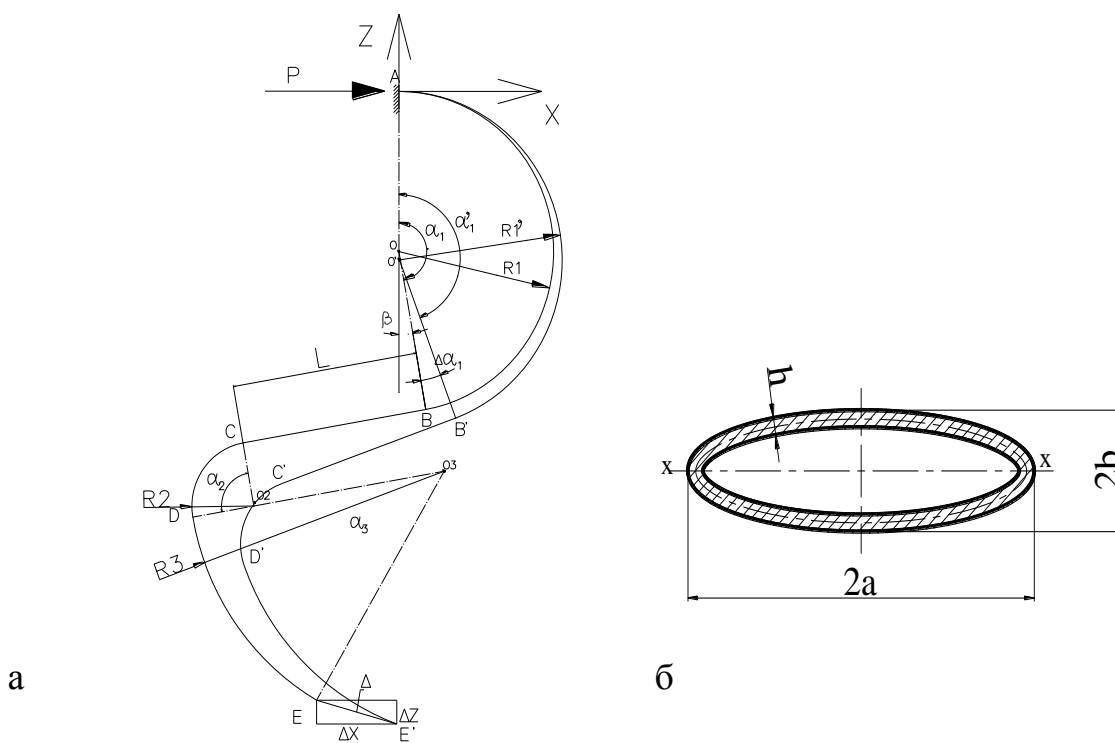
культиватора достигает 10мм, что является максимально допустимым значением по агротехническим требованиям. С изменением силы сопротивления почвы траектория перемещения рабочего органа не изменяется и представляет собой прямую, составляющую угол с осью OX 33,4 град (рисунок 3б).



- а) б)
 1 – перемещение по оси OZ; 2 – OX; 3 – суммарное;
 а – перемещение лапы от силы сопротивления почвы;
 б – угол, между горизонталью и траекторией движения лапы.

Рисунок 3 – Влияние силы сопротивления почвы на перемещение лапы

Для определения значений перемещения под действием давления, а также его направления была составлена расчетная схема S – образной стойки, показанная на рисунке 4.



- а – расчетная схема; б – поперечное сечение трубчатого элемента.

Рисунок 4 – Схема для определения перемещений точки E (культиваторной лапы) под действием давления

В состоянии покоя (без давления) центральная линия стойки занимает положение ABCDE. При подаче давления в полость гибкого трубчатого элемента АВ происходит деформация, и центральная линия стойки занимает положение А'В'С'D'E'. Центральный угол трубчатого элемента изменится на значение $\Delta\alpha_1$ и примет значение α_1 . Радиус кривизны до подачи давления R_1 изменится до значений R_1 .

Для определения перемещений точки E необходимо знать координаты точки до и после подачи давления – E. Координаты X и Z выражаем через геометрические параметры средней линии стойки – центральные углы и радиусы:

$$\begin{cases} X_E = R_1 \cdot \sin \alpha_1 + L \cdot \cos \alpha_1 + R_2 \cdot \sin \beta - R_2 \cdot \sin(\beta + \alpha_2) + \\ + R_3 \cdot \sin(\alpha_2 + \beta) - R_3 \cdot \sin(\alpha_2 + \beta + \alpha_3); \\ Z_E = -R_1 \cdot (1 - \cos \alpha_1) - L \cdot \sin \alpha_1 - R_2 \cdot \cos \beta + R_2 \cdot \cos(\beta + \alpha_2) - \\ - R_3 \cdot \cos(\alpha_2 + \beta) + R_3 \cdot \cos(\alpha_2 + \beta + \alpha_3); \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} X_{E'} = R_1' \cdot \sin \alpha_1' + L \cdot \cos \alpha_1' + R_2 \cdot \sin \beta' - R_2 \cdot \sin(\beta' + \alpha_2) + \\ + R_3 \cdot \sin(\alpha_2 + \beta') - R_3 \cdot \sin(\alpha_2 + \beta' + \alpha_3); \\ Z_{E'} = -R_1' \cdot (1 - \cos \alpha_1') - L \cdot \sin \alpha_1' - R_2 \cdot \cos \beta' + R_2 \cdot \cos(\beta' + \alpha_2) - \\ - R_3 \cdot \cos(\alpha_2 + \beta') + R_3 \cdot \cos(\alpha_2 + \beta' + \alpha_3), \end{cases} \quad (6)$$

где: $\beta = \pi - \alpha_1$, $\beta' = \pi - \alpha_1'$ углы, смежные с α_1 и α_1' соответственно.

Для определения координаты свободного конца стойки после воздействия давления необходимо знать значения центрального угла α_1' и радиуса кривизны R_1' . Из условия неизменяемости длины дуги трубчатого элемента имеем:

$$R_1' = \frac{\alpha_1 \cdot R_1}{\alpha_1'} = \frac{R_1}{\left(1 - P \cdot \frac{1 - \mu^2}{E} \cdot \frac{R^2}{b \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \cdot \frac{\alpha}{\beta + \chi^2}\right)}. \quad (7)$$

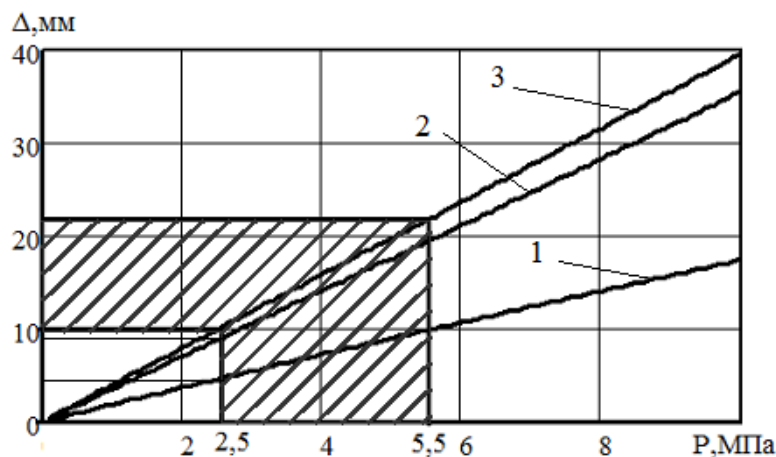
Полное перемещение рабочего органа будет складываться из перемещений по оси OX – ΔX и по оси OZ – ΔZ . Зная координаты точки E до деформации трубчатого элемента стойки под действием давления и после, перемещение можно определить из выражения:

$$\begin{cases} \Delta X = X_{E'} - X_E; \\ \Delta Z = Z_{E'} - Z_E; \\ \Delta_{TEP} = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Z^2}. \end{cases} \quad (8)$$

Полученные зависимости показывают, что с увеличением давления в полости трубчатого элемента перемещение лапы культиватора увеличивается линейно (рисунок 5). Для компенсирования отклонения хода лапы от действия силы сопротивления почвы в 1,2 кН, в трубчатом элементе достаточно создать давления

2,5 МПа при котором суммарное перемещение лапы составит 10 мм, перемещение по ходу движения агрегата – 9мм, а в вертикальной плоскости рабочий орган заглубляется на 4,3мм. Для заглубления лапы на 10мм (вертикальное перемещение) в полости трубчатого элемента необходимо создать давление 5,5 МПа. При данном значении давления вертикальное перемещение лапы компенсирует выглубление от действия силы сопротивления почвы в 2,25 кН.

При воздействии силы сопротивления на лапу культиватора и давления на внутреннюю полость гибкого трубчатого элемента в материале последнего возникают напряжения, влияющие на прочностные характеристики и срок службы конструкции.



- 1 – перемещение по OZ;
- 2 – OX;
- 3 – суммарное.

Рисунок 5 – Зависимость перемещения рабочего органа от давления

Для определения геометрических параметров сечения гибкого трубчатого элемента, удовлетворяющего условию прочности под действием силы сопротивления почвы, используем выражение:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (9)$$

Получено выражение относительно σ с учетом геометрических параметров гибкого трубчатого элемента стойки культиватора:

$$\sigma_i = \frac{1,27 \cdot B}{(A \cdot B^3 - (A - h) \cdot (B - h)^3)} \times (M_x^2 + M_z^2)^{0,5}, \quad (10)$$

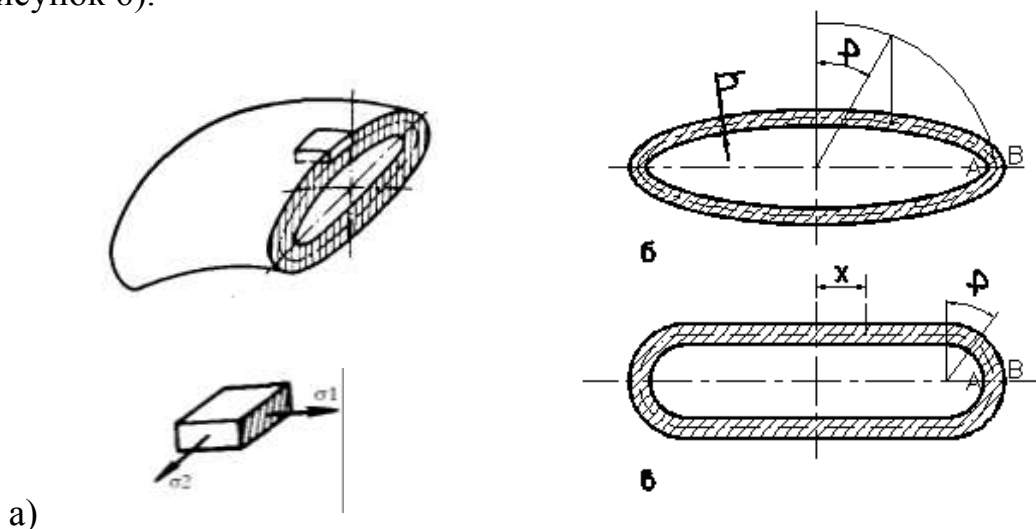
где: M_x и M_z – изгибающие моменты, возникающие от силы сопротивления почвы;
 A , B , h – ширина, высота полуосей и толщина стенки поперечного сечения, мм.

$$\left\{ \begin{array}{l} Mz = F \cdot \cos(90 - \alpha - \psi) \cdot \left[\begin{array}{l} 2 \cdot R_3 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i3}}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 + \frac{\alpha_{i3}}{2}\right) + \\ + 2 \cdot R_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i2}}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha_1 - \alpha_2 + \frac{\alpha_{i2}}{2}\right) \\ + L_i \cdot \sin(\alpha_1) + 2 \cdot R_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha_1 - \frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \end{array} \right]; \\ \\ Mx = F \cdot \sin(90 - \alpha - \psi) \cdot \left[\begin{array}{l} -2 \cdot R_3 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i3}}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 + \frac{\alpha_{i3}}{2}\right) - \\ - 2 \cdot R_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i2}}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha_1 - \alpha_2 + \frac{\alpha_{i2}}{2}\right) - \\ L_i \cdot \cos(\alpha_1) - 2 \cdot R_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha_1 - \frac{\alpha_{i1}}{2}\right) \end{array} \right]. \end{array} \right. \quad (11)$$

При расчете параметров сечения трубчатого элемента, нагруженного давлением, необходимо учитывать двухосное напряженное состояние: осевое σ_1 и поперечное σ_2 , которые определяются методом полубезмоментной теории оболочек расчета гибких трубчатых элементов:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1 = p \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^2 \sqrt{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\psi'}{\lambda}\right) \pm \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \frac{h}{r} \left(\frac{m}{\lambda}\right) \cos \alpha_0 \pm 6\nu \left(-\frac{g'}{\lambda}\right); \\ \sigma_2 = -p \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^2 \mu_0 \sin \alpha_0 \frac{h}{r} \left(\frac{\psi}{\lambda}\right) \pm \nu \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \frac{h}{r} \left(\frac{m}{\lambda}\right) \cos \alpha_0 \pm 6 \left(-\frac{g'}{\lambda}\right), \end{array} \right. \quad (12)$$

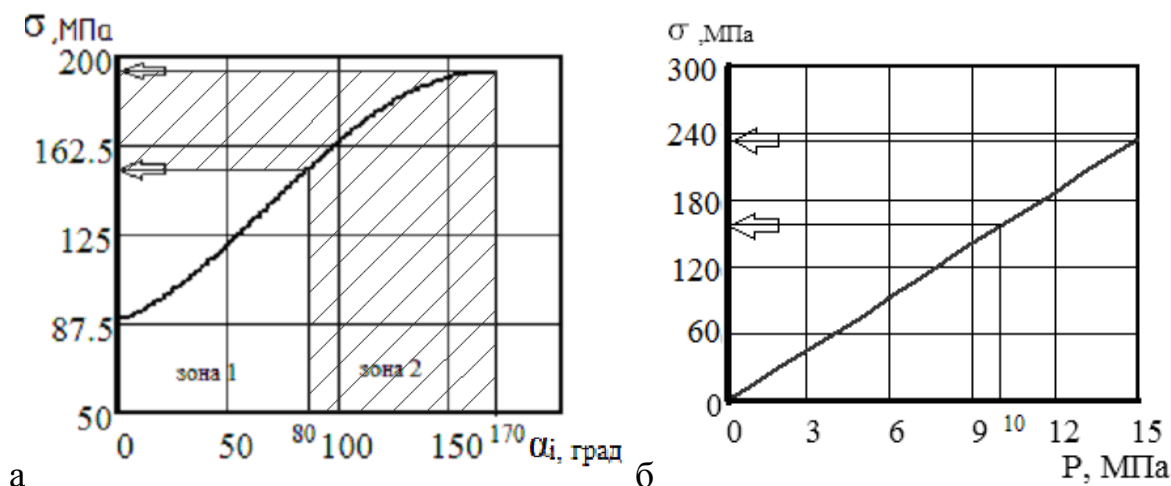
где: ψ, g' - функции положения точки на контуре, определяемого координатами x и φ (рисунок 6).



а – напряжения в трубчатом элементе; б, в – координаты произвольной точки для эллиптического и плоскоовального сечения.

Рисунок 6 – Возникающие напряжения в трубчатом элементе и координаты к определению функций ψ, g'

Напряжения в гибком трубчатом элементе постоянны по его длине, т.е. не зависит от центрального угла, однако с увеличением давления и изменения геометрических характеристик элемента они меняются (рисунок 7).



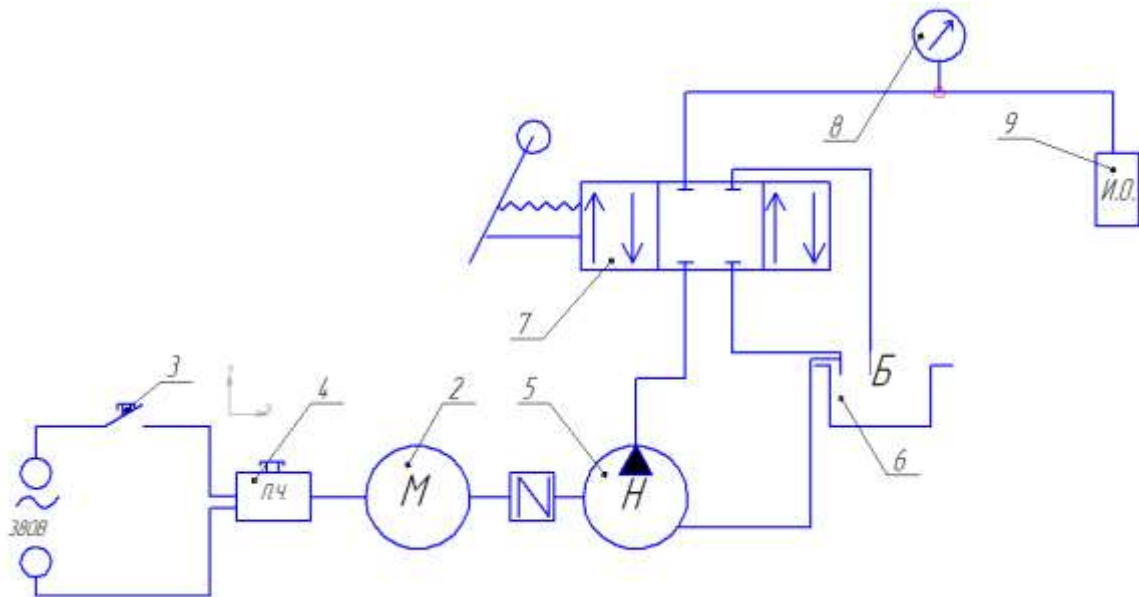
а – зависимость напряжений от силы по длине трубчатого элемента;
 б – зависимость напряжений от давления.

Рисунок 7 – Напряжения в гибком трубчатом элементе стойки

При силе сопротивления почвы, равной 1 кН, максимальные напряжения (193,7 Нм) возникают в т.А стойки (рисунок 7а). Напряжения с 89 до 160 МПа (зона 1) происходит интенсивнее (до координаты $\alpha_{i1} = \alpha_1 - 90^\circ$), чем при увеличении от 160 до 194 МПа. При дальнейшем движении точки по дуге момент от силы Fz начинает уменьшаться и интенсивность суммарных напряжений уменьшается, что и отображает кривая в зоне 2.

С увеличением давления эквивалентные напряжения в материале трубчатого элемента также возрастают (рисунок 7б). При радиусе кривизны гибкого трубчатого элемента $R=230$ мм с увеличением давления от 0 до 15 МПа возникающие напряжения увеличиваются от 0 до 232 МПа.

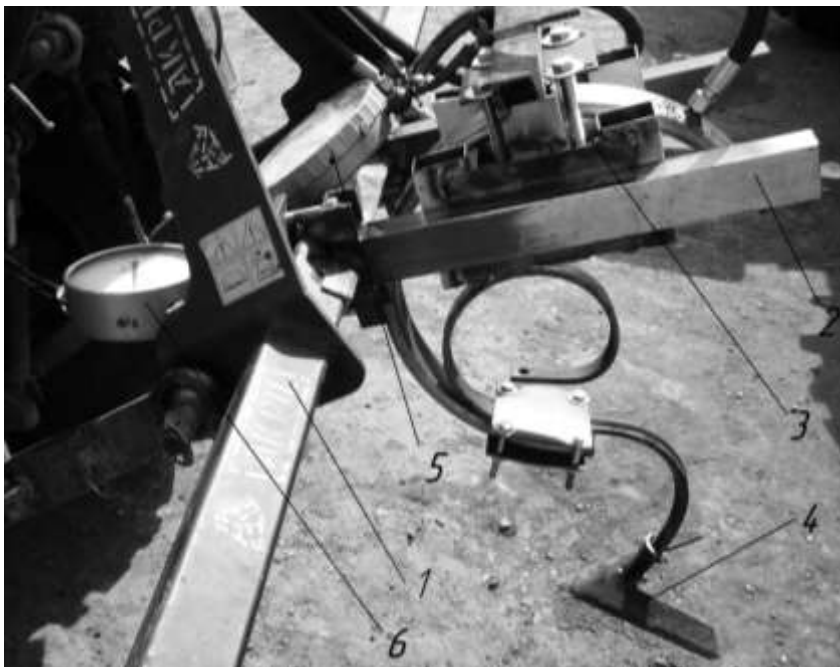
В третьей главе «Программа и методика экспериментальных исследований влияния геометрических параметров культиваторной стойки с изменяемой жесткостью на стабильность движения лапы по глубине» были разработаны программы лабораторных и полевых исследований, которые включали изучение процессов перемещения лапы культиватора под действием давления и от совместного действия силы сопротивления почвы и давления. На рисунке 8 представлена принципиальная схема лабораторной установки. Данная установка предназначена для определения зависимостей между гидравлическим давлением, подаваемым в полость трубчатого элемента стойки, значением и траекторией перемещения лапы, а также временем процесса перемещения при различных значениях подачи насоса.



1 – Сеть 380 В; 2 – Кнопка «пуск»; 3 - электродвигатель; 4 – частотный преобразователь; 5 – Насос шестеренный; 6 – гидравлический бак; 7 – гидрораспределитель; 8 – манометр; 9 – испытуемый образец.

Рисунок 8 - Принципиальная схема лабораторной установки

На рисунке 9 представлена установка для полевых исследований, позволяющая в процессе проведения экспериментов установить зависимости между скоростью движения агрегата, силой сопротивления почвы, действующей на лапу, значением давления, подаваемого в полость трубчатого элемента стойки и глубиной обработки почвы.



1 – рама;
2 – направляющие;
3 – передвижной кронштейн;
4 – рабочий орган;
5 – манометр;
6 – динамометр.

Рисунок 9 – Установка для полевых исследований

В главе представлены образцы гибких трубчатых элементов стойки культиватора и приведены геометрические параметры исследуемых образцов с применением сталей 10 и 12Х18Н10Т (рисунок 10) для дальнейшего исследования.

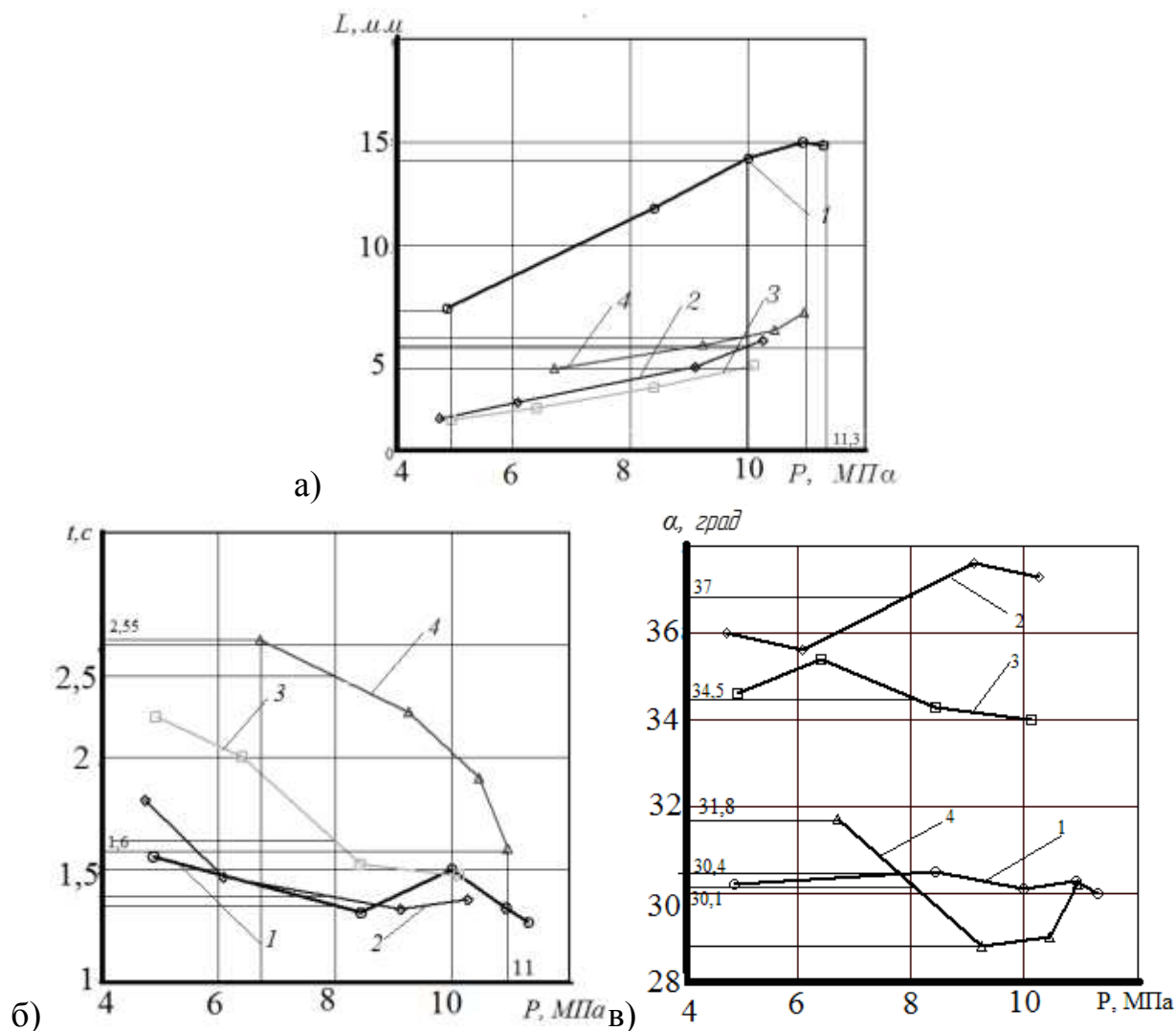


б)

а – Образец с Г.Т.Э. сталь 10\$ б – Образец с Г.Т.Э. сталь 12X18H10T
Рисунок 10 – Образцы для полевых испытаний

В четвертой главе «Результаты экспериментальных исследований влияния геометрических параметров культиваторной стойки с изменяемой жесткостью на стабильность движения лапы по глубине» приведен анализ лабораторных и полевых исследований, проведенных на полях учебного хозяйства Тюменской государственной сельскохозяйственной академии. Представлены зависимости, полученные при лабораторных исследованиях (рисунок 11) между давлением (P , МПа), перемещением лапы (L , мм) и временем процесса перемещения (t , с) различных образцов.

При давлении 4,8...5 МПа лапа на стойке 1 (гибкий трубчатый элемент изготовлен из стали 20) совершает перемещение 6,9...7 мм. При увеличении давления в магистрали до 11 МПа перемещение лапы имеет максимальное значение, равное 15 мм. Дальнейшее увеличение давления до 11,5 МПа привело к снижению перемещения до 14,8 мм. Это связано с тем, что материал, из которого изготовлен трубчатый элемент не обладает упругими свойствами, вызывая снижение перемещения свободного конца стойки. С увеличением частоты вращения электродвигателя возрастает и давление в магистрали. При малой частоте вращения двигателя давление нарастает медленно. При давлении в 6,8 МПа перемещение лапы (образец 4) происходит за 2,55 с. (рисунок 11б). С увеличением производительности насоса процесс подачи жидкости в магистраль происходит более интенсивно и максимальное давление, равное 11 МПа, а значит и перемещение лапы, достигается за более короткий промежуток времени - 1,6 с.



1– Сталь 10; 2, 3 – сталь 30ХГСА; 4 – сталь 12Х18Н10Т

а – зависимость перемещения лапы от давления;

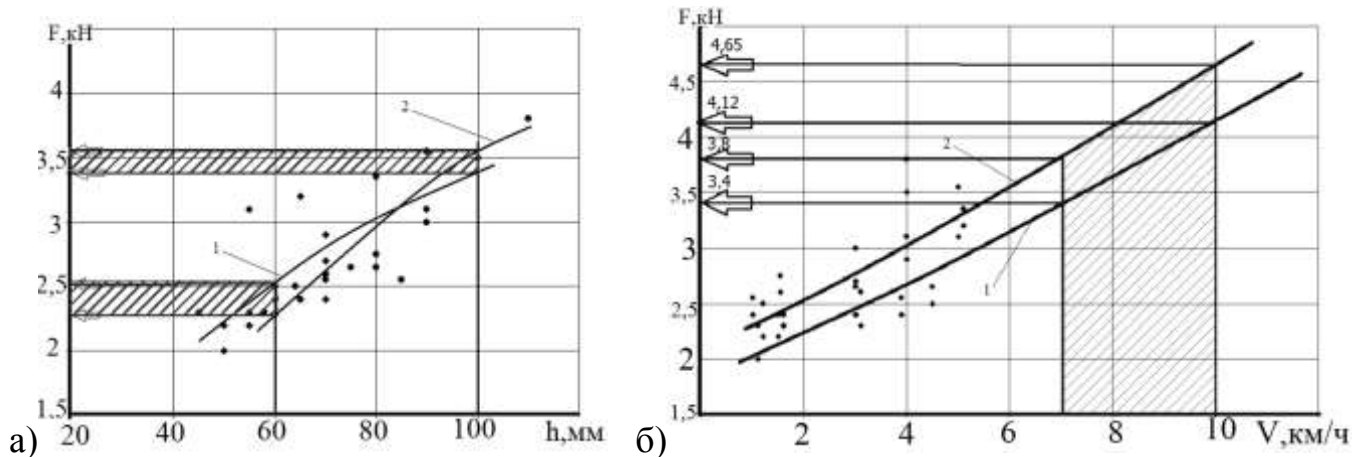
б – зависимость времени процесса от давления;

в – значения угла наклона траектории перемещения к горизонтали.

Рисунок 11 – Результаты лабораторных исследований

Анализ зависимостей на рисунке 11 в показывают, что с подачей жидкости под давлением 8 МПа во внутреннюю полость трубчатого элемента стойки угол перемещения рабочего органа на стойке сталь 10 составляет $30,4^\circ$, на стойках 2 и 3 из стали 30ХГСА – 37 и $34,5^\circ$, а на стойке 12Х18Н10Т – $30,1^\circ$. При увеличении давления максимальный диапазон изменения угла от $28,8$ до $31,8^\circ$, имеет образец № 4.

На основании результатов полевых исследований были получены зависимости между конструктивными параметрами рабочего органа на стойке с изменяемой жесткостью и технологическими параметрами процесса обработки почвы (рисунок 12). Полученные зависимости отображают показатели работы лапы культиватора на предлагаемой стойке без давления (кривая 1) и с применением давления (кривая 2).



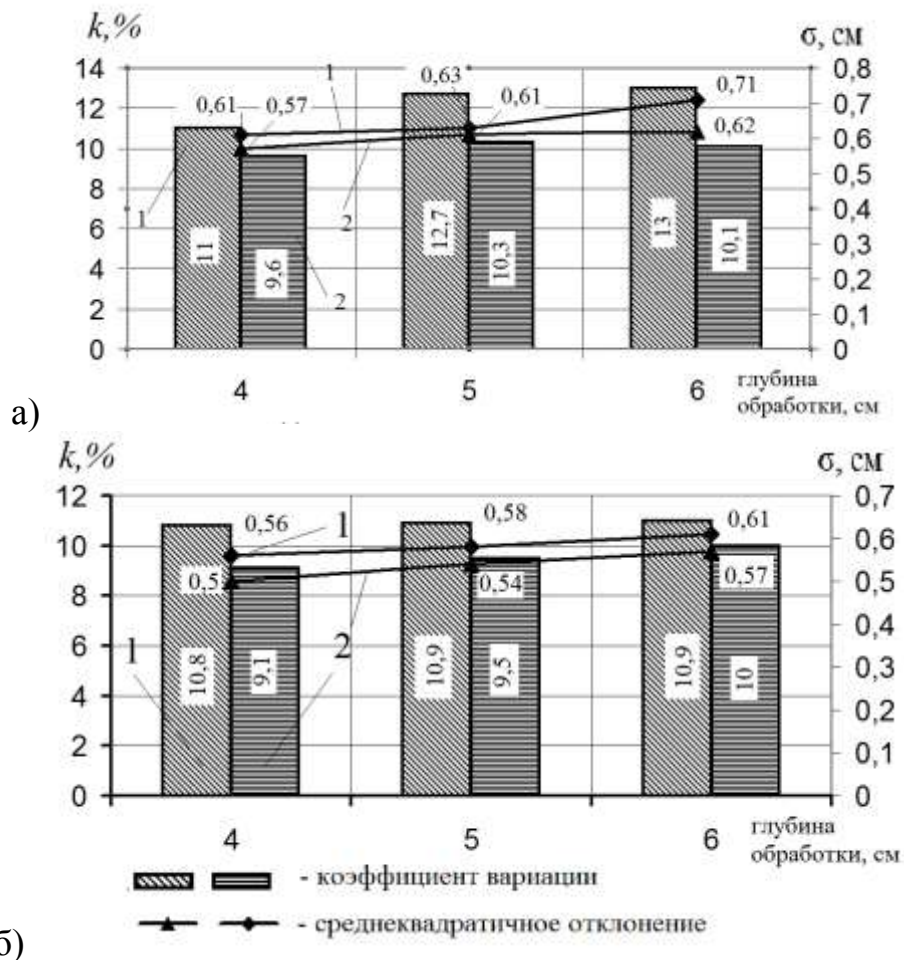
а - влияние глубины обработки почвы на тяговое сопротивление лапы;
 б - зависимости силы сопротивления от скорости движения агрегата.

Рисунок 12 – Результаты полевых исследований

При обработке почвы, твердость которой составила 2,2...2,3 МПа, на глубину 45мм сила сопротивления почвы составила 2,5 кН (рисунок 12а, кривая 1). С увеличением глубины до 100мм среднее значение силы составило 3,4 кН. При подаче давления в полость трубчатого элемента стойки рабочий орган заглубляется, тем самым увеличивая значение силы сопротивления почвы (рисунок 12а, кривая 2). С увеличением глубины обработки с 60 до 100 мм сила сопротивления почвы возросла с 2,3 до 3,55 кН соответственно. Т.е. увеличение глубины обработки почвы лаповым рабочим органом приводит к увеличению силы сопротивления почвы и, соответственно, к увеличению тягового усилия сельскохозяйственной машины.

На силу сопротивления почвы оказывает влияние и скорость движения агрегата, которое было установлено в процессе проведения полевых испытаний и составлена зависимость, показанная на рисунке 12б. Кривая 1 отображает зависимость силы сопротивления почвы от скорости движения агрегата без воздействия давления на гибкий трубчатый элемент, кривая 2 – с воздействием давления на трубчатый элемент. С увеличением скорости от 7 до 10 км/ч сила сопротивления почвы на рабочий орган без давления возросла с 3,4 до 4,12 кН соответственно (кривая 1). Под действием давления рабочий орган заглубляется и сила сопротивления почвы увеличивается, поэтому при тех же значениях скорости кривая 2 показывает значение силы сопротивления почвы больше - 3,8 и 4,65 кН. Характер кривых 1 и 2 позволяет утверждать, что с увеличением скорости агрегата сила сопротивления почвы на лаповый рабочий орган увеличивается. Значит, увеличение гидравлического давления во внутренней полости трубчатого элемента предлагаемой стойки позволяет вернуть лапу на установленную глубину, которая выглубляется под действием силы сопротивления почвы.

Результаты полевых испытаний предлагаемых стоек, проведенных на полях в хозяйствах Упоровского района Тюменской области, показали, что стабильность глубины хода лапы при обработке почвы на глубину 4...6 см на средних и тяжелых почвах составляет 89-90%, что удовлетворяет агротехническим требованиям по глубине хода рабочего органа. На рисунке 13 представлена диаграмма, отображающая стабильность движения лапы на стойке с изменяемой жесткостью.



а – при твердости почвы 2,23 МПа; б – при твердости почвы 1,9.
 1- без давления; 2 – с давлением.
 Рисунок 13 – Стабильность движения лапы на предлагаемой стойке

На рисунке 14 показана сравнительная характеристика перемещения лапы от давления, полученная теоретическим (1) и экспериментальным (2) способами. Теоретические зависимости имеют большие значения, чем экспериментальные, так как были предложены допущения при аналитических исследованиях и табличные коэффициенты имеют приближенные значения. Необходимо отметить, что полученные зависимости имеют схожий характер.

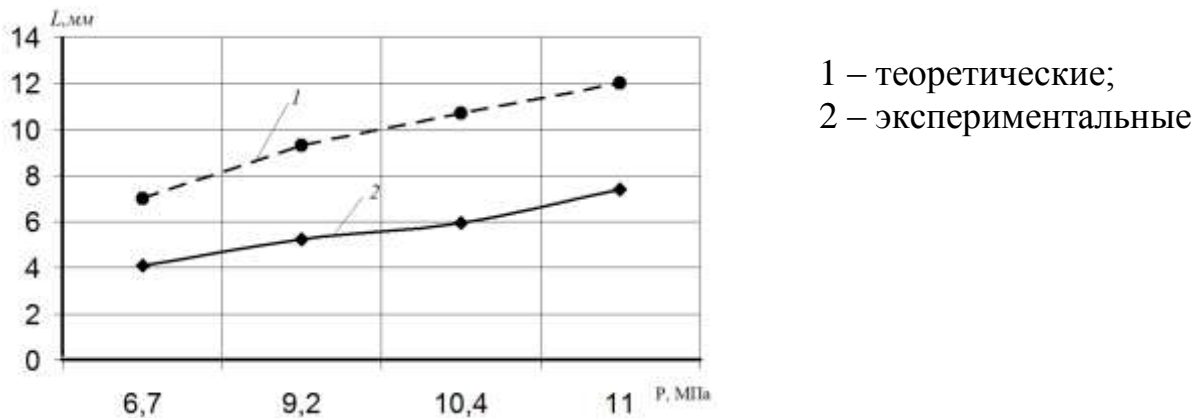


Рисунок 14 – Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов

В пятой главе представлены расчеты экономической эффективности применения культиваторных стоек с изменяемой жесткостью на культиваторе КПС-4. Предполагаемая экономическая эффективность составила 848 руб/га в ценах на 2011 год.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1 Выявлены условия работы лаповых рабочих органов на серийных стойках при предпосевной обработке почвы и посеве. Проведенный анализ показал, что они не в полной мере обеспечивают соблюдение агротехнических требований по стабильности глубины обработки почвы.

2 Разработаны расчетные схемы и получены выражения, позволяющие определить значения перемещения рабочего органа на гибкой трубчатой стойке культиваторной лапы от действия гидравлического давления и силы сопротивления почвы. Предлагаемые схемы отличаются тем, что описывают конструкцию средней линии S-образной стойки, состоящей из трех криволинейных и одного прямолинейного участка, связывая ее геометрические параметры с внешними силовыми факторами.

3 Обоснованы геометрические параметры гибкого трубчатого элемента стойки с изменяемой жесткостью, позволяющие стабилизировать ход лапы при силе сопротивления до 1 кН: центральный угол $165...180^\circ$; радиус кривизны 210..240 мм; параметры сечения: большая полуось $a=30$ мм; меньшая полуось $b=15$ мм; толщина стенки сечения $h=3,5$ мм. При создании давления в трубчатом элементе до 2,5 МПа суммарное перемещение лапы составляет до 10мм, а при 5,5 МПа – до 22мм. При этом вертикальное перемещения будет иметь значения 5 и 10 мм соответственно.

4 Установлены закономерности между геометрическими параметрами стойки, напряжениями, возникающими в материале трубчатого элемента под действием внешних факторов, и технологическими параметрами движения агрегата. Полученные закономерности показывают, что с увеличением силы сопротивления почвы до 1 кН максимальные напряжения в материале составляют 193,7 МПа. При силе сопротивления почвы до 3 кН, рабочий орган выглубляется на 7 мм и перемещается противоположно движению агрегата до 10 мм. Увеличение скорости движения агрегата с 7 до 10 км/ч, дает результаты сил сопротивления 3,4...4,12 кН без использования давления и 3,8...4,65 кН с давлением. Увеличение силы сопротивления под действием давления до 15 МПа. подтверждает, что лапа заглубляется до 50 мм.

5 Выявлено, что использование культиваторных стоек с изменяемой жесткостью обеспечивают установленную глубину движения лапы в пределах, установленных агротехническими требованиями (± 10 мм) до 89 %, при этом расчетная экономическая эффективность составляет 848 руб/га в расчете на один культиватор КПС-4.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:
Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК**

1. Лапшин И.П. Результаты исследований перемещения сошника на трубчатой стойке в зависимости от давления / И.П. Лапшин, С.Н. Кокошин // Вестник Ульяновской ГСХА. – 2011 №4 (16). С. 112-115.
2. Лапшин И.П. Результаты полевых исследований стабилизации хода сошника на трубчатой стойке по глубине / И.П. Лапшин, С.Н. Кокошин // Достижения науки и техники АПК. – 2012 №1. С. 67-68.
3. Кокошин С.Н. Культиваторные стойки с изменяемой жесткостью / С.Н. Кокошин // Сельский механизатор. – 2012. № 5 с. 8.

Авторские свидетельства, патенты

4. Патент РФ на изобретение № 2428825, МПК А01В 35/20, А01В 35/32, А01В 39/20, Рабочий орган культиватора/ Н.Н. Устинов, С.Н. Кокошин, Н.И. Смолин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Тюменская ГСХА. - №2009136304/21; заявл. 30.09.2009; опубл.20.07.2011, Бюл. №26. – С. 4.
5. Патент РФ на изобретение № 2432729 МПК А01С 7/20, Сошник/ С.Н. Кокошин, Н.Н. Устинов, С.П. Пирогов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Тюменская ГСХА. - №2009146254/21; заявл. 14.12.2009; опубл.10.11.2011, Бюл. №31. – С. 6.
6. Патент РФ на полезную модель № 94406, МПК А 01С 7/20 (2006.01) Сошник/ Н.Н. Устинов, С.Н. Кокошин, Н.И. Смолин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Тюменская ГСХА. - №2009149569/22; заявл. 30.12.2009; опубл.27.05.2010, Бюл. №15. – С.4.

Статьи в сборниках научных трудов, журналах и других изданиях

7. Кокошин С.Н. Использование гибких трубчатых элементов в копирующих системах почвообрабатывающих машин/ С.Н. Кокошин, Н.И. Смолин, Н.Н. Устинов // Аграрная политика на современном этапе: сборник материалов. / Региональная научно-практическая конференция (26 апреля 2007 г.). Тюмень: ТГСХА, 2007.- 358 с.
8. Гетман Д.В. Применение манометрических пружин в режиме силовой компенсации/ Д.В. Гетман, С.Н. Кокошин // Инновации молодых ученых – развитию АПК Тюменской области: сборник научных трудов. / Студенческая научная конференция (март 2007г.). Тюмень: ТГСХА, 2007 – 128с.
9. Батурич А.П. Применение почвообрабатывающей техники с эффектом вибрации/ А.П. Батурич, С.Н. Кокошин // Повышение эффективности сельскохозяйственного производства в северном зауралье: сборник материалов. / Всероссийская научно-практическая конференция (11-13 марта 2008г.). Тюмень: ТГСХА, 2008 – 267с.
10. Батурич А.П. Применение почвообрабатывающей техники с эффектом вибрации/ А.П. Батурич, С.Н. Кокошин // Студенчество: Наука и творчество/ сборник тезисов 42 конференции. Тюмень: ТГСХА, 2008 – 267с.
11. Кокошин С.Н. Обоснование параметров сошника посевного комплекса со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента / С.Н. Кокошин, Н.Н. Устинов // Достижения науки – агропромышленному производству: сборник статей, часть 2. /

XLIX международная научно-техническая конференция. Челябинск: ЧГАА, 2010 – 400с.

12. Мартыненко Д.С. Алгоритм проектирования гибких трубчатых элементов/ Д.С. Мартыненко, С.Н. Кокошин // Научно-техническое творчество молодежи – агропромышленному комплексу Урала и Сибири: сборник материалов./ Региональная конференция молодых ученых, часть 2. Тюмень: ТГСХА, 2010 – 172с.

13. Устинов Н.Н. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния сошника посевного комплекса со стойкой в виде ГТЭ / Н.Н. Устинов С.Н. Кокошин //Вестник ТГСХА. – 2010. № 2 (13). С.-112-116.

14. Кокошин С.Н. Обоснование параметров стойки рабочего органа в виде гибкого трубчатого элемента / С.Н. Кокошин, Н.Н. Устинов // Достижения науки – агропромышленному производству: сборник статей, часть 3. / L международная научно-техническая конференция. Челябинск: ЧГАА, 2011 – 226с.

15. Кокошин С.Н. Исследование напряжений трубчатой стойки сошника в зависимости от силы сопротивления почвы / С.Н. Кокошин //Научные исследования – основа модернизации сельскохозяйственного производства: сборник статей/ Международная научно-практическая конференция (9-11 ноября 2011г.). Тюмень: ТГСХА, 2011 – 296с.