

Ягубова Евгения Вячеславовна

МЕТОД ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА,
ОСНАЩЕННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМОЙ
УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ, ПРИ РАБОТЕ НА СКЛОНЕ

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре колесных машин Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель

доктор технических наук
Жилейкин Михаил Михайлович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор,
декан Автомобильного факультета Горского
государственного аграрного университета
Льянов Марат Савкузович

кандидат технических наук, доцент кафедры тя-
гачей и амфибийных машин Московского авто-
мобильно-дорожного государственного техни-
ческого университета (МАДИ)
Верещагин Сергей Борисович

Ведущая организация –

ФГБОУ ВО «Московский государственный ма-
шиностроительный университет (МАМИ)»

Защита диссертации состоится «27» апреля 2016 года в «14:30» часов на засе-
дании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном тех-
ническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауман-
ская ул., д. 5, стр. 1.

Отзыв на автореферат с подписью, заверенной печатью организации, просим
направлять в адрес ученого секретаря диссертационного совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государ-
ственного технического университета им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Автореферат разослан «__» _____ 2016 года

Ученый секретарь

диссертационного совета

доктор технических наук, профессор



Е.Б. Сарач

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Население планеты с каждым годом растет, спрос на продовольствие увеличивается. Поэтому необходима интенсификация сельскохозяйственного производства. Это можно реализовать, применяя технологии «точного» земледелия. Важным в вопросе повышения качества и эффективности технологических операций, выполняемых сельскохозяйственной техникой на участках со сложным рельефом и на склонах, является применение навигационных систем.

С точки зрения агротехнических и энергетических показателей, наиболее целесообразна работа тракторных агрегатов поперек склонов. Однако при этом продольная и поперечная устойчивость машин и тракторов снижается, ухудшаются маневренность и управляемость и, как следствие, ухудшается качество выполняемых технологических процессов обработки почвы. Поэтому задача обеспечения устойчивости движения колесного трактора при работе на склоне является актуальной.

В данной работе рассматриваются вопросы разработки комплексной автоматизированной системы управления движением трактора при работе на склоне.

Целью работы является обеспечение курсовой и траекторной устойчивости колесного трактора на склоне путем использования автоматизированной системы управления движением.

Для достижения поставленной цели в работе решены следующие основные задачи:

1. Разработана математическая модель криволинейного движения трактора, учитывающая взаимодействие колеса с деформируемым опорным основанием, с возможностью реализовать как электромеханическую, так и механическую трансмиссии. В модели реализованы алгоритмы работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора.

2. Предложен алгоритм работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора, основанный на корректирующем изменении углов поворота управляемых колес трактора (подруливания), обеспечивающий устойчивость движения трактора при работе на склоне.

3. Предложен алгоритм распределения крутящих моментов по ведущим колесам трактора с индивидуальным тяговым электроприводом, обеспечивающий поддержание требуемой скорости выполнения технологических операций при работе на склоне.

4. Разработана математическая модель механической трансмиссии колесного трактора. Модель позволяет выбрать рациональную схему трансмиссии, обеспечивающую устойчивость движения колесного трактора при работе на склоне.

5. Разработаны универсальные критерии для количественной оценки эффективности применения алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением трактора при выполнении технологических операций на склоне.

6. Доказана эффективность разработанных алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора на склоне. Проверена сходимость результатов, полученных методами имитационного моделирования и экспериментальными исследованиями.

Объектом исследования является полноприводный универсально-пропашной колесный трактор второго тягового класса (номинальное тяговое усилие 18-37 кН) с эксплуатационной массой 6350 кг при выполнении технологиче-

ских операций на склоне. На рассматриваемом тракторе предусмотрена возможность организации различных схем рулевого управления: со всеми управляемыми колесами (1-1), с передними управляемыми колесами (1-0), а также двух типов тягового привода: механическая трансмиссия с возможностью блокировки дифференциалов и индивидуальный тяговый электропривод (ИТЭП).

На защиту выносятся наиболее существенные результаты диссертационного исследования, составляющие его **научную новизну**:

1. Алгоритм корректирующего изменения углов поворота управляемых колес трактора (подруливания), обеспечивающий устойчивость движения колесного трактора при работе на склоне. Алгоритм является составной частью метода обеспечения устойчивости колесного трактора.

2. Алгоритм распределения крутящих моментов по ведущим колесам трактора с индивидуальным тяговым электроприводом, обеспечивающий поддержание требуемой скорости выполнения технологических операций при работе на склоне. Алгоритм является составной частью метода обеспечения устойчивости колесного трактора.

3. Математическая модель механической трансмиссии полноприводного колесного трактора, отличающаяся возможностью выбора рациональной схемы трансмиссии, обеспечивающей устойчивость движения колесного трактора при работе на склоне.

4. Универсальные критерии для количественной оценки эффективности применения алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением трактора при выполнении технологических операций на склоне.

Достоверность результатов расчетных исследований обеспечена использованием верифицированных методов численного решения дифференциальных уравнений, тщательным тестированием разработанных программ для ПЭВМ. Адекватность разработанных математических моделей подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

Практическая ценность

Программа для бортовой информационно-управляющей системы (БИУС) колесного трактора, включающая корректирующее изменение углов поворота управляемых колес трактора (подруливания), обеспечивающая устойчивость движения колесного трактора при работе на склоне. Разработанная программа может быть внедрена в систему автоматизированного управления движением колесного трактора, выполняющего технологические процессы обработки почвы на склоне.

1. Программа для БИУС колесного трактора, включающая распределение крутящих моментов по ведущим колесам трактора с индивидуальным тяговым электроприводом, обеспечивающая поддержание требуемой скорости выполнения технологических операций при работе на склоне.

2. Разработанный комплекс программ позволяет моделировать движение на склоне колесного трактора как с механической, так и с электромеханической трансмиссией.

3. Даны рекомендации по выбору рациональной схемы механической трансмиссии с точки зрения обеспечения устойчивости движения колесного трактора при работе на склоне.

Реализация и внедрение результатов работы

Результаты работ внедрены в НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» и используются в учебном процессе на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения научной работы докладывались и обсуждались на следующих мероприятиях: на научно-техническом семинаре кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015); на 77-й международной конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», МГТУ «МАМИ» (Москва, 2012); 5-й всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России», МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2012); XXV-й международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов, Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (Москва, 2013); 85-й международной конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Будущее автомобилестроения в России», Университет машиностроения (МАМИ) (Москва, 2014); VII-й всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России», МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2014).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 11 научных работах, в том числе в 6 статьях в ведущих рецензируемых научных журналах из перечня ВАК РФ, общим объемом 1,73 п.л.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, основных результатов и выводов, списка используемой литературы (82 наименования, в том числе 19 зарубежных). Диссертация изложена на 162 страницах машинописного текста, содержит 69 рисунков и 11 таблиц.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы, дана краткая характеристика научной проблемы, сформулированы научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе диссертации рассмотрены и проанализированы основные способы повышения устойчивости колесных тракторов при работе на склоне. Проведен обзор научных работ в области повышения устойчивости движения колесных транспортных средств за счет применения автоматизированных систем управления движением.

В основе теории устойчивости движения колесных машин и, в частности, тракторов лежат работы отечественных и зарубежных ученых, таких как Д.А. Антонова, Я.С. Агейкина, П.В. Аксенова, А.С. Литвинова, Я.Е. Фаробина, Г.А. Смирнова, Д.Р. Эллиса, М.С. Льянова, В.И. Рязанцева, В.М. Шарипова, В.В. Гуськова, П.А. Амельченко, И.П. Ксеновича, Б.М. Позина, И.П. Трояновской, М.В. Ляшенко и др.

Основные вопросы теории устойчивости движения колесных машин освещены в трудах научных школ, таких как МГТУ «МАМИ», МГТУ им. Н.Э. Баумана, ГГАУ, БНТУ, ЮУрГУ, ВолгГТУ и др.

На основании выполненного обзора обозначены основные направления исследования, сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

Вторая глава посвящена описанию математической модели криволинейного движения колесного трактора на деформируемом опорном основании на склоне, включающей в себя алгоритмы работы автоматизированной системы управления движением, а также алгоритм противобуксовочной системы. Пространственная расчетная схема приведена на Рис.1.

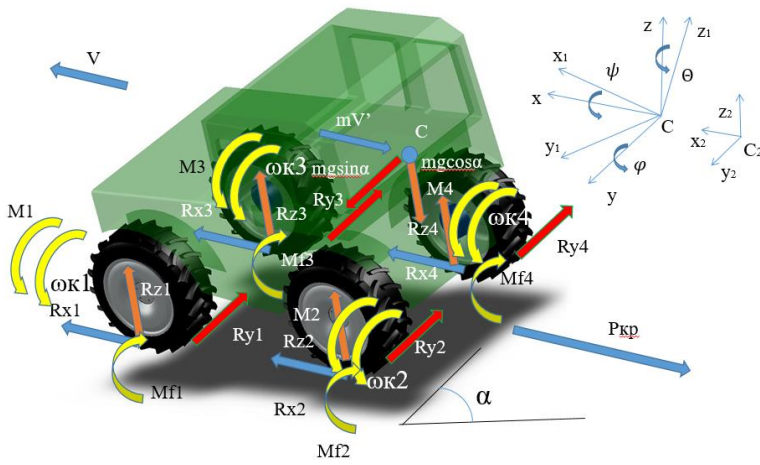


Рис. 1. Расчетная схема движения трактора на склоне

оси подвижной системы координат, получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{V}_{cx} + m(\omega_y V_{cz} - \omega_z V_{cy}) = G_{ax} + P_{kpx} + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^x) \\ m\dot{V}_{cy} + m(\omega_z V_{cx} - \omega_x V_{cz}) = G_{ay} + P_{kpy} + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^y) \\ m\dot{V}_{cz} + m(\omega_x V_{cy} - \omega_y V_{cx}) = G_{az} + P_{kpz} + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^z) \\ I_x \dot{\omega}_x + \omega_y \omega_z (I_z - I_y) = M_x(P_{kp}) + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 M_x(R_{ij}) \\ I_y \dot{\omega}_y + \omega_z \omega_x (I_x - I_z) = M_y(P_{kp}) + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 M_y(R_{ij}) \\ I_z \dot{\omega}_z + \omega_x \omega_y (I_y - I_x) = M_z(P_{kp}) + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 M_z(R_{ij}), \end{array} \right. \quad (1)$$

где m — полная масса трактора;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ — проекции вектора угловой скорости трактора на оси подвижной системы координат $CXYZ$ (ПСК);

$\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z$ — проекции вектора углового ускорения трактора на оси ПСК;

V_{cx}, V_{cy}, V_{cz} — проекции вектора линейной скорости точки C на оси ПСК;

$\dot{V}_{cx}, \dot{V}_{cy}, \dot{V}_{cz}$ — проекции вектора ускорения точки C на оси ПСК;

G_{ax}, G_{ay}, G_{az} — проекции вектора силы тяжести на оси ПСК;

$R_{ij}^x, R_{ij}^y, R_{ij}^z$ — проекции вектора силы взаимодействия между колесом и опорной поверхностью на оси ПСК;

$P_{kpx}, P_{kpy}, P_{kpz}$ — проекции вектора силы внешнего воздействия на оси ПСК;

$M_x(R_{ij}), M_y(R_{ij}), M_z(R_{ij})$ — проекции момента от силы взаимодействия между колесом и грунтом на оси ПСК;

$M_x(P_{kp}), M_y(P_{kp}), M_z(P_{kp})$ — проекции момента от силы внешнего воздействия на оси ПСК;

I_x, I_y, I_z — моменты инерции трактора относительно осей ПСК.

За основу взята известная математическая модель, реализованная в среде имитационного моделирования Matlab/Simulink, разработанная на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Математическая модель позволяет учитывать большие перемещения, позволяет моделировать движение трактора как с

электромеханической, так и с традиционной механической трансмиссией. Реализована модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемым опорным основанием при криволинейном движении, описанная В.В. Лариным.

В третьей главе предложены алгоритмы работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора с электромеханической и механической трансмиссией при работе на поперечном склоне.

При проведении технологической операции вспашки трактор должен выполнять на поле борозды, удовлетворяющие определенным требованиям. Параметром, определяющим качество вспашки, является нахождение борозды в коридоре $\pm 0,15$ м от средней линии (гребня борозды). Следовательно, система управления движением трактора должна обеспечить нахождение его центра масс в указанном коридоре.

Вводятся две системы координат: неподвижная (CX_2Y_2), связанная с опорной поверхностью, и подвижная (CXY), связанная с корпусом трактора (Рис. 2).

При работе на склоне трактор может отклоняться от требуемых параметров движения. Поэтому необходимо определять положение трактора на поле в текущий момент времени. Отслеживать изменение положения трактора будем относительно некоторой базовой системы отсчета, положение которой в пространстве известно в любой момент времени. Для этого по краям обрабатываемого поля на расстоянии l друг от друга устанавливаются две базовые станции. Тогда изменение положения трактора на поле можно оценивать относительно линии между базовыми станциями. Эта линия, так называемая, «визирная» – идеальная прямая, параллельно которой трактор будет прокладывать борозды на поле. Базовые станции оснащены оборудованием, работающим на оптических или радиолокационных принципах измерения расстояний. В свою очередь на борту трактора (в точках 1, 2 и в центре масс (точка С)) устанавливаются датчики для определения расстояния. Таким образом, в каждый момент времени измеряются расстояния r_{ij} (Рис. 2).

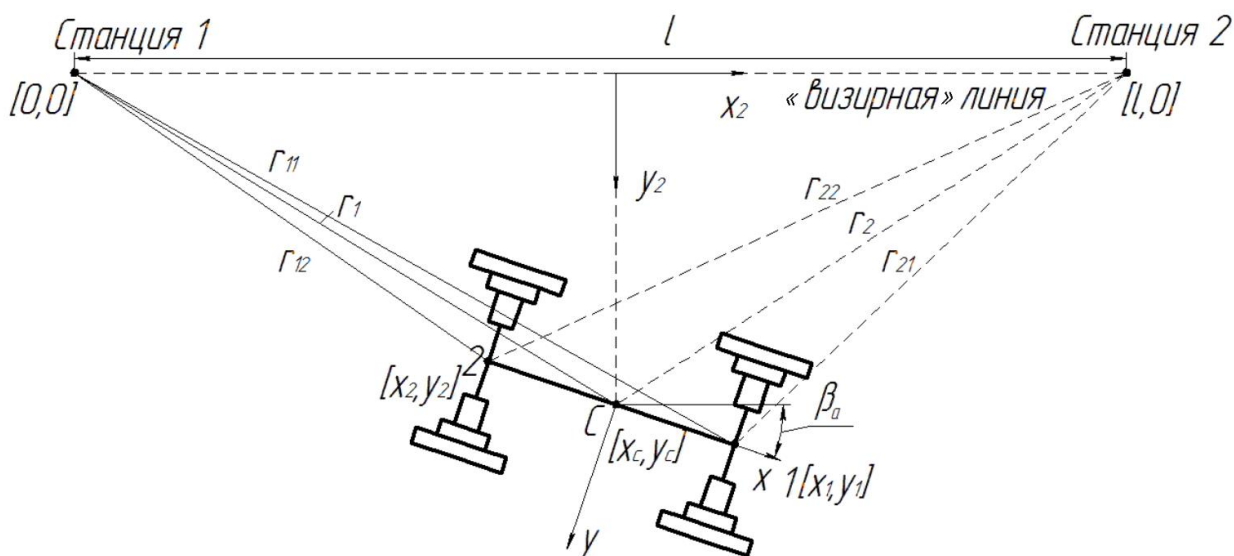


Рис. 2. Расчетная схема определения угла с помощью базовых станций

Далее из геометрии определяются координаты центра масс трактора x_c, y_c , а также угол β_a между продольной осью трактора и «визирной» линией. После чего определяется боковое отклонение Δy центра масс трактора от «визирной» линии $\Delta y = y_c - y_2$.

Учитывается также уставка расстояния центра масс трактора от «визирной» линии при прокладывании новых борозд.

Окончательные выражения для координирования трактора:

$$\beta_a = \arctg\left(\frac{\sqrt{2l^2r_{11}^2 - (r_{11}^2 - r_{12}^2 + l^2)^2} - \sqrt{2l^2r_{12}^2 - (r_{12}^2 - r_{22}^2 + l^2)^2}}{r_{11}^2 - r_{21}^2 - r_{12}^2 + r_{22}^2}\right),$$

$$x_c = \frac{r_1^2 - r_2^2 + l^2}{2l}, \quad y_c = \sqrt{r_1^2 - \left(\frac{r_1^2 - r_2^2 + l^2}{2l}\right)^2}.$$

Принцип работы автоматизированной системы управления движением трактора заключается в корректирующем изменении углов поворота его управляемых колес (подруливание).

Задача управления движением трактора на склоне состоит из двух составляющих (Рис. 3).

1. Минимизация бокового отклонения Δy центра масс трактора от «визирной» линии.
2. Поддержание курсового угла β_a , обеспечивающего прямолинейное движение трактора.

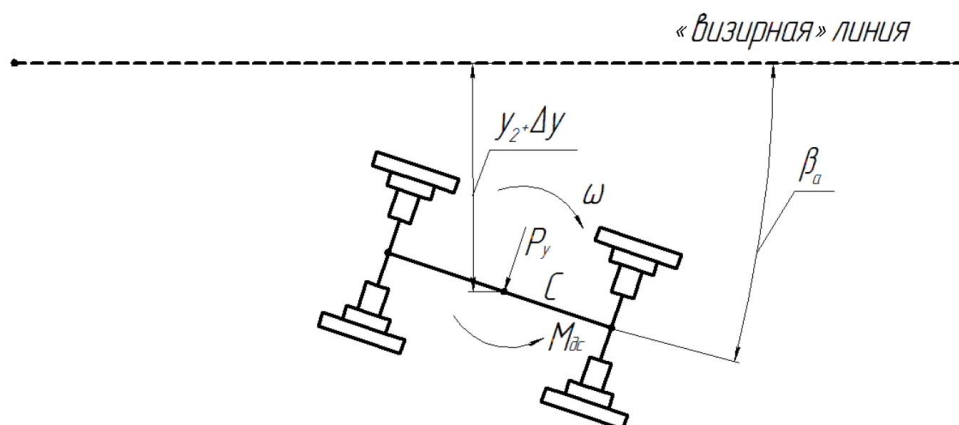


Рис. 3. Расчетная схема движения трактора на склоне

Затем определяются необходимые управляющие воздействия, которые выдаются соответственно в систему рулевого управления для подруливания управляемыми колесами, а также в систему управления тяговым электроприводом для поддержания требуемой технологической скорости вспашки.

В качестве управляющего воздействия, обеспечивающего поддержание заданной траектории, примем средний угол поворота управляемых колес: $\Theta_{1cp} = \frac{\Theta_1 + \Theta_3}{2}$ – для передней оси, $\Theta_{2cp} = \frac{\Theta_2 + \Theta_4}{2}$ – для задней оси.

Управляющее воздействие записывается в виде пропорционально-дифференциального регулятора (ПД-регулятор), который является оптимальным в случае минимизации критерия качества $\sum_i (\Delta y_i)^2 \rightarrow 0$.

Тогда для передней оси: $\Theta_{1cp} = C_1 \Delta y + C_2 \frac{d(\Delta y)}{dt}$. (2)

Для задней оси: $\Theta_{2cp} = - \left[K_1 \Delta y + K_2 \frac{d(\Delta y)}{dt} \right]$. (3)

Здесь C_1, K_1, C_2, K_2 – коэффициенты усиления регулятора.

Для того, чтобы избежать автоколебаний в процессе управления движением, введем так называемые зоны нечувствительности:

$$\frac{d|\Delta y|}{dt} > 0,01 \text{ м/с} \quad (4)$$

$$|\Delta y| > 0,04 \text{ м} \quad (5)$$

Условие (4) означает, что центр масс трактора отдаляется от заданной траектории со скоростью, большей, чем 0,01 м/с. Условие (5) означает, что центр масс трактора находится за пределами зоны нечувствительности.

Для того, чтобы определить углы поворота управляемых колес левого и правого бортов для передней и задней осей трактора, рассмотрим схему на Рис. 4.

Здесь L — колесная база трактора;

X_P — смещение полюса поворота (точка P);

R_δ — радиус поворота трактора;

B — колея.

Тогда средние углы поворота в случае всех управляемых колес определяются по следующим зависимостям (см. Рис. 4):

$$\operatorname{tg} \theta_{1\text{ср}} = \frac{L - X_P}{R_\delta}; \operatorname{tg} \theta_{2\text{ср}} = \frac{X_P}{R_\delta}.$$

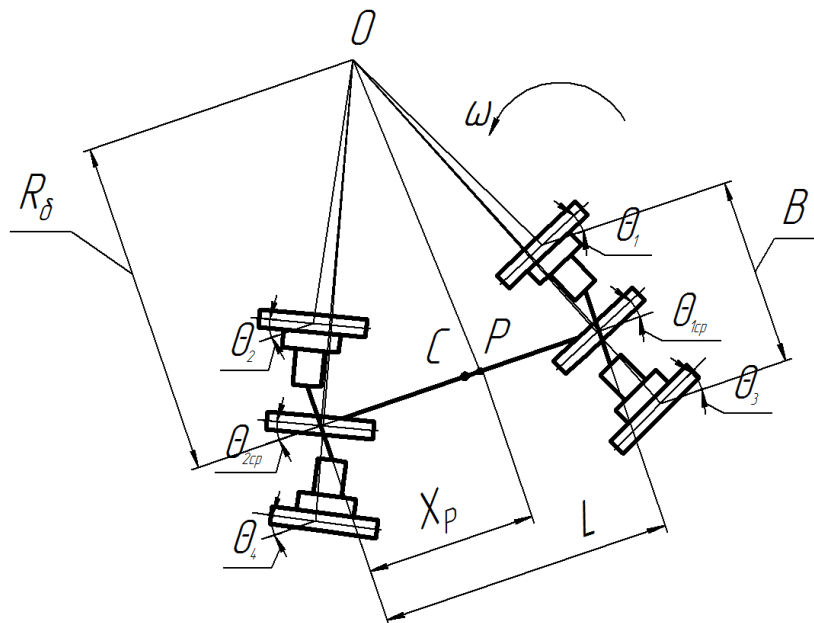


Рис. 4. Расчетная схема для определения углов поворота управляемых колес трактора

Углы поворота каждого управляемого колеса в случае управляемых всех колес ($X_P = \frac{L}{2}$), либо только колес передней оси ($X_P = 0$) определяются из известных геометрических соотношений.

Из теории управления известно, что управления вида (2) и (3) являются устойчивыми при условии $C_1 < 0, C_2 < 0, K_1 < 0, K_2 < 0$.

Основное затруднение, с которым приходится сталкиваться при решении задач управления с помощью ПД-регуляторов, это нахождение значений коэффициентов C_1, C_2, K_1, K_2 . От этих коэффициентов зависят ограничения фазовой координаты Δu , а также вид переходного процесса и время перерегулирования.

Наиболее распространенным способом определения коэффициентов регулятора является задание требований к виду переходного процесса.

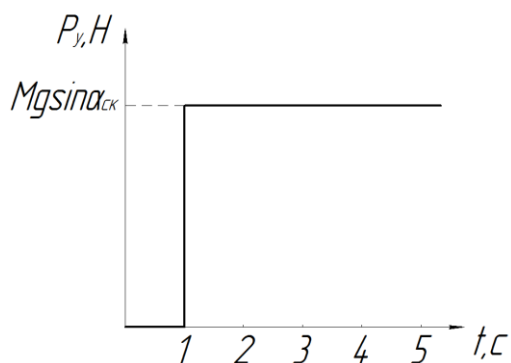


Рис. 5. Приложение боковой силы к центру масс трактора

При исследовании переходных процессов будем скачкообразно прикладывать боковую силу к центру масс, как это показано на Рис. 5.

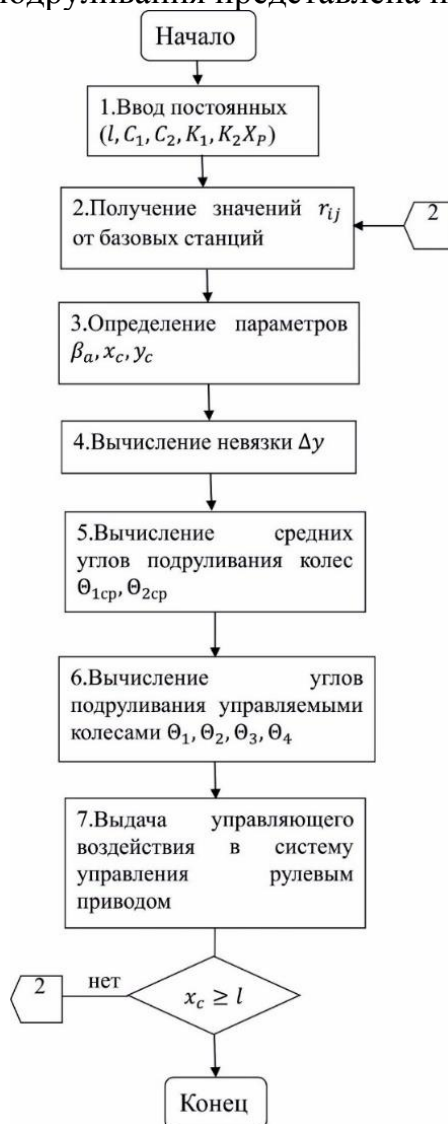
Сформулируем следующие требования к переходному процессу:

1. Статическая ошибка не более, м 0,05
2. Максимальное отклонение не более, м 0,15.

Эти требования определяются исходя из требования к максимальному отклонению борозды $\pm 0,15$ м.

При проведении настройки коэффициентов регулятора были получены следующие значения: $C_1 = -\frac{10\pi}{180}$, $C_2 = -\frac{6\pi}{180}$, $K_1 = -\frac{7\pi}{180}$, $K_2 = -\frac{4\pi}{180}$.

Блок-схема алгоритма подруливания представлена ниже:



Разработан алгоритм распределения крутящих моментов по ведущим колесам трактора с ИТЭП. При этом рассматриваются прямолинейное и криволинейное движения трактора.

Движение трактора будем считать прямолинейным, если верно следующее условие:

$$|\Theta_{1cp}| \leq 3^0 \quad (6)$$

Уставка крутящего момента на i -ом тяговом колесном мотор-редукторе:

$$M_i = \frac{N_{dv\max} h}{\omega_i^T} \quad (7)$$

Здесь $N_{dv\max}$ – максимальная мощность двигателя, h – степень использования мощности двигателя (нажатие педали «газ» $[0;1]$).

Теоретическое значение угловой скорости колес трактора:

$$\omega_i^T = \frac{V}{r_k^{st}} \quad (8)$$

Здесь r_k^{st} – статический радиус колеса трактора, $V = 10 \text{ км/ч}$, что соответствует технологической скорости вспашки.

В случае, если выражение (6) не верно, считаем движение криволинейным. Тогда радиус кривизны траектории каждого управляемого колеса определяем по формуле: $R_i = \frac{L}{\sin \Theta_i}$ в случае передних управляемых колес, $R_i = \frac{L}{2 \sin \Theta_i}$ в случае всех управляемых колес.

Здесь L – колесная база, м; Θ_i – угол поворота i -го колеса, град.

Угловая скорость поворота корпуса трактора: $\omega = \frac{V}{R_c}$.

Здесь $R_c = \sqrt{\left(\frac{L}{\sin \Theta_i} + \frac{B}{2}\right)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2}$ – радиус поворота центра масс трактора в

случае передних управляемых колес, $R_c = \sqrt{\left(\frac{L}{2 \sin \Theta_i} + \frac{B}{2}\right)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2}$ – в случае всех управляемых колес.

Линейная скорость центра i -го колеса: $V_i = \omega \cdot R_i$.

Теоретическое значение угловой скорости колес трактора определяется в соответствии с формулой (8).

$$\text{Окончательно } \omega_i^T = \frac{V_i}{r_k^{st}} = \frac{V \cdot L}{R_c \cdot r_k^{st} \cdot \sin \Theta_i}.$$

Пробуксовка колес определяется из условия:

$$\omega_i > \omega_i^T \quad (9)$$

Здесь ω_i – замеренная угловая скорость вращения i -го колеса.

В случае пробуксовки колес необходима корректировка крутящего момента M_i в сторону уменьшения его значения. При выполнении условия (9) значение M_i вычисляется по формуле $M_i = \frac{N_{dv\max} h}{\left(\frac{\omega_i - \omega_i^T}{\omega_i^T} + 1\right) \cdot \omega_i} = \frac{N_{dv\max} h}{\left(\frac{\omega_i}{\omega_i^T}\right) \cdot \omega_i}$.

Рабочим для противобуксовочной системы (ПБС) является транспортный режим. При вспашке ПБС отключается.

Схема трансмиссии трактора с механической дифференциальной трансмиссией приведена на Рис. 6.

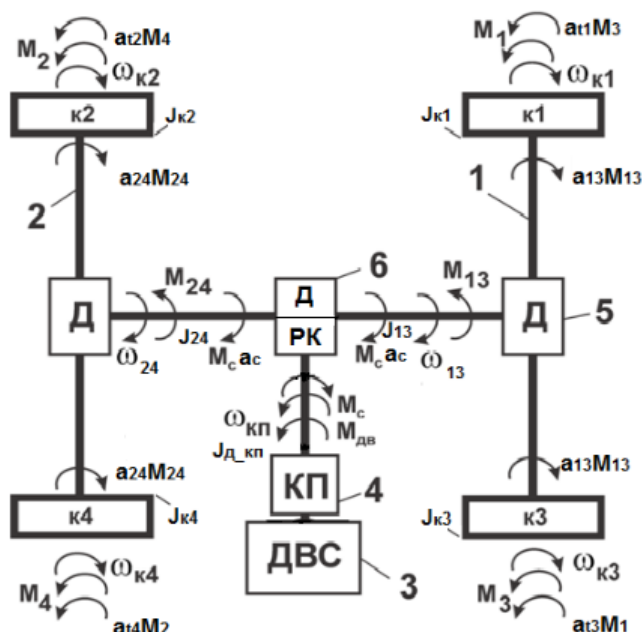


Рис. 6. Схема трансмиссии полноприводного колесного трактора с дифференциальной трансмиссией:

1 – передняя ось; 2 – задняя ось; 3 – двигатель внутреннего сгорания; 4 – коробка передач; 5 – симметричный управляемый межколесный дифференциал; 6 – симметричный управляемый межосевой дифференциал в раздаточной коробке; $k1 \dots k4$ – номера колес; $a_{13}=i_{ГП}\eta_{ГП}(1-0,5b_{01})$, $a_{24}=i_{ГП}\eta_{ГП}(1-0,5b_{02})$, $a_{t1}=a_{t3}=1-b_{01}$, $a_{t2}=a_{t2}=1-b_{02}$, $a_c=i_{PK}\eta_{PK}(1-0,5b_t)$.

Трансмиссия, схема которой изображена на Рис. 6, может быть описана следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_i \cdot \dot{\omega}_{k1} = M_{13}i_{ГП}\eta_{ГП}(1-0,5b_{01}) - M_1 - (1-b_{01})M_3 \\ J_i \cdot \dot{\omega}_{k2} = M_{24}i_{ГП}\eta_{ГП}(1-0,5b_{02}) - M_2 - (1-b_{02})M_4 \\ J_i \cdot \dot{\omega}_{k3} = M_{13}i_{ГП}\eta_{ГП}(1-0,5b_{01}) - M_3 - (1-b_{01})M_1 \\ J_i \cdot \dot{\omega}_{k4} = M_{24}i_{ГП}\eta_{ГП}(1-0,5b_{02}) - M_4 - (1-b_{02})M_2 \\ \frac{1}{i_{PK}} \dot{\omega}_{КП} = (1-0,5b_t)\dot{\omega}_{13} + 0,5b_t\dot{\omega}_{24} \\ \frac{1}{i_{ГП}} \dot{\omega}_{13} = (1-0,5b_{01})\dot{\omega}_{k1} + 0,5b_{01}\dot{\omega}_{k3} \\ \frac{1}{i_{ГП}} \dot{\omega}_{24} = (1-0,5b_{02})\dot{\omega}_{k2} + 0,5b_{02}\dot{\omega}_{k4} \\ J_{\partial_КП} \cdot \dot{\omega}_{КП} = h_{dr} \cdot M_{\partial\partial}i_{КП}\eta_{КП} - M_c \\ J_{13} \cdot \dot{\omega}_{13} = i_{PK}\eta_{PK}M_c(1-0,5b_t) - M_{13} - (1-b_t)M_{24} \\ J_{24} \cdot \dot{\omega}_{24} = i_{PK}\eta_{PK}M_c(1-0,5b_t) - M_{24} - (1-b_t)M_{13} \end{cases} \quad (10)$$

где в случае дифференциального привода $J_i = J_k$ – момент инерции колеса; в случае блокированного привода $J_i = J_o$ – момент инерции вращающихся частей оси; $J_{\partial_кп}$ – момент инерции вращающихся деталей двигателя и коробки передач, приведенный к выходному валу коробки передач; J_{13} – момент инерции переднего вала трансмиссии; J_{24} – момент инерции заднего вала трансмиссии; $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение вращения i -го колеса;

M_i – момент сопротивления на i -ом колесе; M_{13} – крутящий момент, приведенный к переднему валу трансмиссии; M_{24} – крутящий момент, приведенный к заднему валу трансмиссии; $\dot{\omega}_{КП}$ – угловое ускорение вращения выходного вала коробки передач; $M_{\partial\partial}$ – крутящий момент, развиваемый двигателем; $i_{КП}$ – передаточное число коробки передач; $i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи передней и задней осей; i_{PK} – передаточное число раздаточной коробки; h_{dr} – положение органа управления подачей топлива ($h_{dr} = 0 \dots 1$); M_c – момент сопротивления, приведенный к валу двигателя; $\eta_{ГП}$, $\eta_{КП}$, η_{PK} – коэффициент полезного действия соответственно главной передачи, коробки передач и раздаточной коробки; b_{01} , b_{02} , b_t – управляющие сигналы.

Разработанная математическая модель позволяет реализовать различные схемы конфигурации механического привода без изменения системы дифференциальных уравнений, описывающих работу трансмиссии.

Если $b_{01}=0$ – межколесный дифференциал передней оси трактора заблокирован. Если $b_{01}=1$ – межколесный дифференциал передней оси трактора разблокирован.

Если $b_{02}=0$ – межколесный дифференциал задней оси трактора заблокирован. Если $b_{02}=1$ – межколесный дифференциал задней оси трактора разблокирован.

Если $b_t=0$ – межосевой дифференциал в раздаточной коробке трактора заблокирован. Если $b_t=1$ – межосевой дифференциал в раздаточной коробке трактора разблокирован.

В четвертой главе проводится проверка работоспособности и эффективности предложенных алгоритмов системы управления движением колесного трактора. Исходные данные приведены в таблице:

Параметр	Вид испытания		
	Поворот с ПБС	В режиме вспашки с ИТЭП	В режиме вспашки с механической трансмиссией
	Значение		
Тип опорной поверхности	Твердая	Деформируемая	Деформируемая
Угол косогора, град	0	10	10
Коэффициент трения скольжения в продольном направлении, $\mu_{скx}$	0,3	0,45	0,45
Коэффициент трения скольжения в поперечном направлении, $\mu_{скy}$	0,45	0,45	0,45
Начальная скорость движения, км/ч	35	10	10
Уровень воздействия на педаль акселератора, h	0,5	0,45	0,6
Свободный радиус колеса, r_{k0} , м	0,6	0,6	0,6
Угол поворота управляемых колес, град	15	0	0
Сила на крюке, Н			
$P_{крx}$	0	10436	10436
$P_{кpy}$	0	11725	11725
$P_{крz}$	0	0	0

Количественной оценкой, на сколько процентов каждый из алгоритмов обеспечивает снижение бокового смещения, будет служить показатель относительной эффективности O_{ef} :

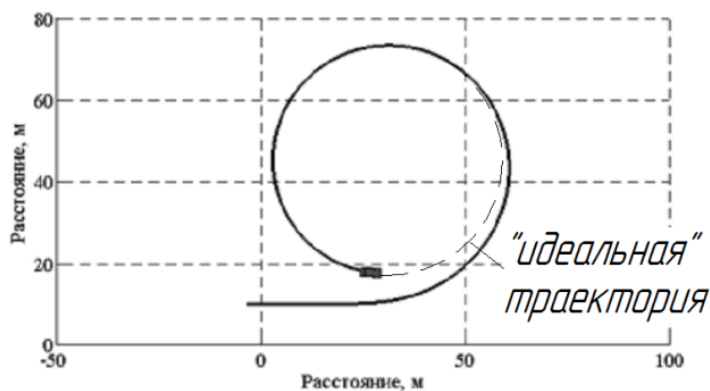
$$O_{ef} = \left(1 - \frac{CKO_{y_{control}}}{CKO_{y_0}} \right) \cdot 100\%, \quad (11)$$

где CKO_{y_0} – среднеквадратическое отклонение бокового смещения от нуля при отсутствии стабилизирующего управления; $CKO_{y_{control}}$ – среднеквадратическое отклонение бокового смещения от нуля, когда работает система, создающая стабилизирующее воздействие на трактор.

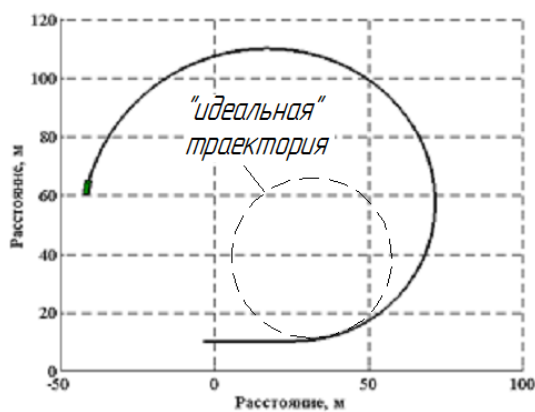
Выполнение требований к прямолинейности борозды (борозда должна находиться в «коридоре» $\pm 0,15$ м от средней линии (гребня)) учтем коэффициентом эффективности, показывающим относительное время пребывания трактора

вне «коридора»: $K_v = \frac{\Sigma t_i}{T}$, здесь Σt_i – суммарное время, проведенное вне требуемого «коридора» движения, T – общее время движения.

Эффект от применения алгоритма противобуксовочной системы в транспортном режиме виден на Рис. 7. Включение системы ПБС в состав комплексного алгоритма распределения мощности по ведущим колесам позволяет повысить курсовую и траекторную устойчивость движения трактора.



а



б

Рис. 7. Траектория движения трактора: а – ПБС включена; б – ПБС выключена

При стабилизации движения трактора на склоне в качестве управляющего воздействия осуществляется подруливание управляемыми колесами. Распределение крутящих моментов по ведущим колесам трактора с ИТЭП используется для поддержания требуемой технологической скорости вспашки.

Значения показателей относительной эффективности алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора с ИТЭП в режиме вспашки на склоне 10 град приведены в таблице ниже.

Тип управляющего воздействия	Показатели относительной эффективности, %	Показатели относительного времени пребывания вне требуемого «коридора»
Подруливание всеми управляемыми колесами	97	0
Подруливание передними колесами	96	0,084
Подруливание задними колесами	94	0,34

Также было проведено исследование по выбору рациональной схемы механической трансмиссии колесного трактора в режиме вспашки на склоне. В качестве базового режима для каждого случая принималось движение без подрулива-

ния. Получено, что дифференциальная трансмиссия с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием обладает наибольшей эффективностью в 91%, дифференциальная трансмиссия с заблокированным межосевым и разблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием – 87%.

В пятой главе приводится описание методики экспериментальной отработки алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора с использованием масштабных моделей.

На первом этапе были выведены масштабные коэффициенты, позволяющие определить соотношение параметров реального трактора и масштабной модели.

В соответствии с масштабными коэффициентами была подобрана масштабная модель. Также по характерным размерам был изготовлен макет бороны.

Возможность использования масштабных моделей для проведения испытания колесного трактора при работе на склоне была подтверждена экспериментальными исследованиями на стенде «Грунтовой канал» кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Для подтверждения правомерности исследования алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением на макете необходимо определить характеристику качения колеса по грунту и сравнить ее с характеристикой качения колеса макета по грунту в ведущем режиме.

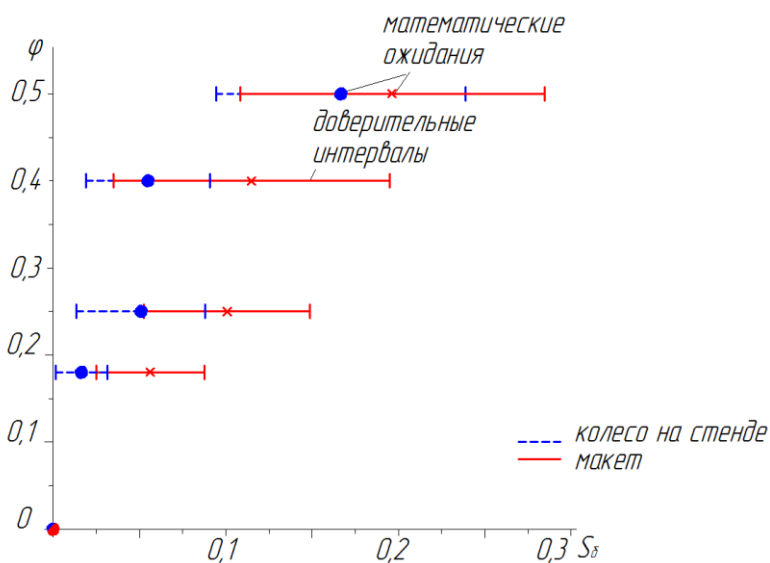


Рис. 8. График зависимости $\varphi(S_\delta)$

оценках математических ожиданий и дисперсий несущественны), таким образом, данные группы наблюдений принадлежат одной генеральной совокупности.

На Рис. 8 приведен график зависимости $\varphi(S_\delta)$ для колеса, испытываемого на стенде «Грунтовой канал», и для колеса макета. Полученные результаты эксперимента отличаются в допустимых пределах (оценки математических ожиданий для совокупности результатов эксперимента колеса на стенде и макета отличаются в среднем на 6,5%, оценки дисперсий – на 8,3%), из чего можно сделать вывод о правомерности исследования алгоритмов управления движением на макете.

Затем на ходовом макете были проведены экспериментальные заезды, исследующие эффективность алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением трактора на деформируемом склоне (Рис. 9).

По итогам заездов колеса на стенде «Грунтовой канал» и макета на грунте были получены зависимости коэффициента свободной тяги φ от коэффициента буксования колеса S_δ для колеса на стенде и колеса макета на песке.

Статистическими методами установлено, что группы наблюдений для колеса на стенде и для макета однородны (различия в

Проводились заезды макета трактора с дифференциальной трансмиссией с заблокированным межосевым и разблокированными межколесными дифференциалами как с активным, так и с неактивным алгоритмом подруливания.

Был спрофилирован равномерный уклон песка в грунтовом канале под углом 10 град.

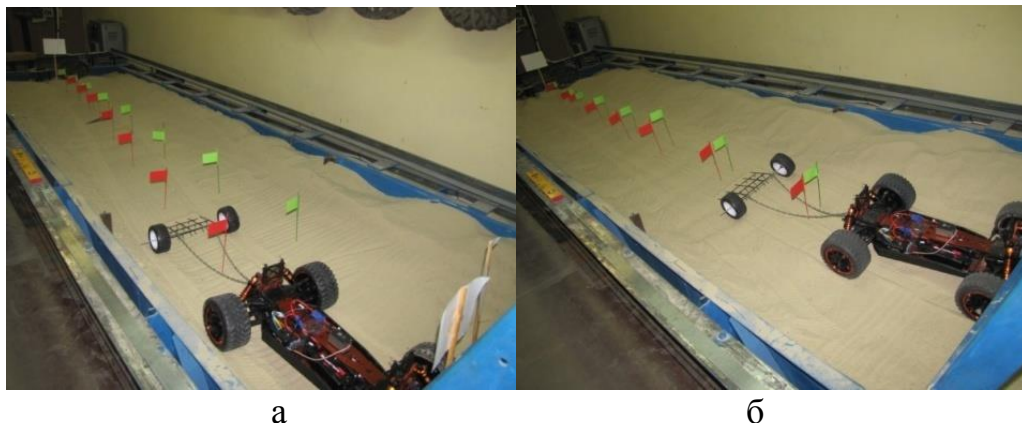


Рис. 9. Макет на финише заезда: а – при движении без подруливания; б – при движении с подруливанием

Проводилось 15 заездов без подруливания, затем 15 заездов с подруливанием передними управляемыми колесами.

После каждого заезда производился замер отклонения реальной траектории движения макета от требуемой в девяти точках (Рис. 9).

Сравнив значения показателей относительной эффективности, полученных по результатам экспериментальных заездов ($O_{efэ} = 73\%$) и математического моделирования для дифференциальной трансмиссии с заблокированным межосевым и разблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием ($O_{efм} = 87\%$), получаем близкие величины, что говорит о хорошей сходимости результатов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Предложен алгоритм работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора, основанный на корректирующем изменении углов поворота управляемых колес трактора (подруливания). Алгоритм является составной частью метода обеспечения устойчивости колесного трактора и обеспечивает устойчивость движения трактора при работе на склоне.

2. Предложен алгоритм распределения крутящих моментов по ведущим колесам трактора с индивидуальным тяговым электроприводом, обеспечивающий поддержание требуемой скорости выполнения технологических операций при работе на склоне. Алгоритм является составной частью метода обеспечения устойчивости колесного трактора.

3. Разработаны универсальные критерии для количественной оценки эффективности применения алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением трактора при выполнении технологических операций на склоне.

4. Методами имитационного моделирования установлено, что для колесного трактора 4×4 с индивидуальным тяговым электроприводом при движении на склоне 10 град. наиболее эффективным является алгоритм подруливания всеми управляемыми колесами. Данный алгоритм позволяет оставаться трактору в пре-

делах требуемого «коридора» движения, а также дает относительную эффективность 97%.

5. Методами имитационного моделирования установлено, что для трактора с механической трансмиссией наиболее целесообразно применять дифференциальный привод с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием. Относительная эффективность применения данного типа трансмиссии составляет 91%.

6. Доказана эффективность разработанных алгоритмов работы автоматизированной системы управления движением колесного трактора на склоне. Методами имитационного моделирования получено, что эффективность предложенных алгоритмов для трактора с дифференциальной трансмиссией с заблокированным межосевым и разблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием составляет 87%. При экспериментальной проверке эффективности применения данных алгоритмов на масштабной модели колесного трактора при движении по грунту на склоне коэффициент эффективности составил 73%. Получена хорошая сходимость результатов моделирования и эксперимента.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Ягубова Е.В., Жилейкин М.М. Разработка алгоритма работы системы динамической стабилизации для колесного трактора 4×4 с индивидуальным ТЭП в режиме вспашки на склоне // Известия вузов. Машиностроение. 2014. №7(652). С. 58–69. (0,76 п.л./0,25 п.л.).

2. Ягубова Е.В., Жилейкин М.М. Обоснование принципов повышения устойчивости и управляемости колесных тракторов при движении на склоне в режиме вспашки // Известия вузов. Машиностроение. 2014. №9(654). С. 67–77. (0,7 п.л./0,16 п.л.).

3. Ягубова Е.В., Жилейкин М.М., Стрелков А.Г. Алгоритм работы системы динамической стабилизации за счет управления дифференциалами механической трансмиссии и корректирующего подруливания для трактора // Известия вузов. Машиностроение. 2014. №12(657). С. 45–53. (0,53 п.л./0,4 п.л.).

4. Ягубова Е.В., Жилейкин М.М., Чижов Д.А. Обоснование применимости масштабных моделей для экспериментального исследования параметров движения колесной машины на деформируемых грунтах // Известия вузов. Машиностроение. 2015. №3(660). С.18–27. (0,67 п.л./0,3 п.л.).

5. Ягубова Е.В., Жилейкин М.М., Чижов Д.А. Экспериментальное исследование эффективности стабилизации движения трактора при работе на склоне в режиме вспашки на масштабных моделях // Известия вузов. Машиностроение. 2015. №4(661). С.57–68. (0,7 п.л./0,52 п.л.).

6. Ягубова Е.В., Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Методика определения параметров движения колесных машин для обеспечения работы систем активной безопасности // Известия вузов. Машиностроение. 2015. №8(665). С.29 –35. (0,32 п.л./0,1 п.л.).

В других изданиях

7. Ягубова Е.В. Рациональное распределение крутящих моментов по колесам трактора с колесной формулой 4×4 при работе на склоне // Материалы 77-й Международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракто-

ростройство в России: приоритеты развития и подготовка кадров». Москва, 2012. С. 133–140. (0,34 п.л.).

8. Ягубова Е.В. Повышение эффективности работы трактора на склоне // Сборник трудов Юбилейной XXV Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов МИКМУС-2013. Москва, 2013. С. 403–408. (0,39 п.л.).

9. Ягубова Е.В. Повышение устойчивости и управляемости движения колесного трактора при работе на склоне в режиме вспашки // Сборник трудов 85-й Международной научно-технической конференции «Будущее автомобилестроения в России». Москва, 2014. С. 116–124. (0,33 п.л.).

10. Ягубова Е.В. Разработка комплексного закона распределения мощности по ведущим колесам универсально-пропашного трактора // Сборник трудов 7-й Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». Москва, 2014. С. 1–7. (0,14 п.л.).

11. Ягубова Е.В. Комплексный закон распределения мощности по ведущим колесам трактора // Тезисы докладов 7-й Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». Москва, 2014. С. 358–359. (0,05 п.л.).