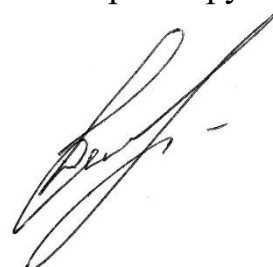


Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Жаков Андрей Олегович

**ОЦЕНКА КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО
ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПУТЁМ УЧЁТА СИЛОВОГО
ВЛИЯНИЯ СО СТОРОНЫ РАБОЧЕГО ОРУДИЯ**

Специальность 2.5.11 – «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

Д-р техн. наук, профессор Трояновская И. П.

Челябинск – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Глава 1 Состояние вопроса	10
1.1. Актуальность прямолинейного движения тракторных агрегатов.....	10
1.2. Анализ предшествующих исследований	15
1.3. Подходы к описанию взаимодействия движителя с грунтом.....	17
1.4. Обзор конструктивных решений, компенсирующих неуправляемое отклонение	22
1.5. Цель и задачи исследования	25
Глава 2 Теоретические исследования	26
2.1. Допущения и ограничения	26
2.2. Модель силового взаимодействия.....	26
2.2.1. Внешняя сила.....	27
2.2.2. Силы в контакте с грунтом	28
2.2.3. Описание площадки контакта.....	31
2.2.4. Влияние анизотропии взаимодействия	34
2.2.5. Учёт упругих свойств грунта.....	36
2.3. Годограф предельной сдвигающей силы	40
2.4. Уравнения движения	44
2.5. Результаты численного эксперимента	46
2.6. Выводы по второй главе.....	49
Глава 3 Экспериментальные исследования силового равновесия	51
3.1. Методика эксперимента и объект исследования	51
3.2. Характеристики взаимодействия движителя с грунтом	52
3.2.1. Определение коэффициента сопротивления перекачиванию.....	53
3.2.2. Определение коэффициентов сцепления с грунтом.....	55
3.2.3. Исследования мгновенно-вращательного сдвига	57
3.3. Оценка адекватности теоретических положений	61
3.4. Выводы по третьей главе	63
Глава 4 Экспериментальное исследование отклонения тракторного агрегата от прямолинейного движения	64

4.1	Методика эксперимента.....	64
4.2	Замер внешней сдвигающей силы	65
4.3	Замер бокового отклонения от заданной траектории	67
4.4	Оценка адекватности математической модели	74
4.5	Выводы по четвёртой главе.....	76
Глава 5 Практическое применение результатов исследования.....		78
5.1	Расчет траекторий движения пахотного тракторного агрегата	78
5.2	Стабилизация курсовой устойчивости тракторного агрегата.....	83
5.3	Способы цифрового управления траекторией.....	85
5.4	Конструктивное решение.....	87
5.5	Выводы по пятой главе	89
Заключение		90
Список литературы		93
Приложения		111
Приложение А		111
Приложение Б.....		112
Приложение В.....		113
Приложение Г		114
Приложение Д		115

ВВЕДЕНИЕ

В условиях большого санкционного давления на нашу страну, одной из важнейших задач является импортозамещение. В связи с существующим положением экономики нашей страны большие перспективы открываются в вопросах развития тракторного машиностроения.

Тракторные агрегаты отличаются от всех других наземных транспортных комплексов особым отношением к грунту. Они взаимодействуют с грунтом не только посредством движителя, но и с помощью рабочего орудия. Это взаимодействие оказывает существенное влияние на движение базовой машины, и как следствие, производительность выполняемых работ.

Большинство рабочих операций тракторные агрегаты выполняют на прямолинейных участках траекторий. Часто силы со стороны рабочего орудия приводят к отклонению трактора от заданного направления. Для сохранения прямолинейности движения водителю порой приходится через каждые 30 метров подправлять машину, что приводит к его повышенной утомляемости и снижению производительности труда на 10-15%.

Вместе с тем, современные исследования движения тракторных агрегатов, как правило, проводятся без учета силового влияния со стороны рабочих орудий. В связи с этим исследование вопросов курсовой устойчивости тракторных агрегатов при выполнении технологических операций сохраняют свою актуальность.

Степень разработанности темы.

Вопросами отклонения машины от прямолинейного движения занимались следующие учёные Виноградов В.И., Горячкин В.П., Желиговский В.А., Зазуля А.Н., Канарёв Ф.М., Князев А.А., Лаврухин В.А., Лурье А.Б., Ляшенко П.Г., Пейсахович Ю.А., Рыжих Н.Е., Турбин Б.Г., Фортунг В.И., Чудакоза Д.А., Яковлев П.Ю. Однако их труды, в большинстве, посвящены отклонению машины при поперечном движении по склону. В этом случае сдвигающей силой является составляющая веса машины, что приводит к прямолинейному отклонению машины.

В случае, когда внешнее усилие со стороны рабочего орудия не проходит через центр давлений пятна контакта, машина начинает уходить в криволинейное движение.

Исследованиям криволинейного движения посвящено много научных трудов: Атаманов Ю.В., Балашов А.В., Беляев А.Н., Валюженич Р.Н., Ванцевич В.В., Вязников М.В. Гамаюнов П.П., Голованов Г.В., Гуськов В.В., Гячев Л.В., Держанский В.Б., Дудников С.А., Зазуля А.Н., Зенькович А.А., Иофинов С.А., Кондаков С.В., Красильников В.Е., Кринко М.С., Лефаров А.Х., Позин Б.М., Полетаев А.Д., Скойбеда А.Т., Тараторкин И.А., Темнюк И.Д., Трояновская И.П., Эвиев В.А., Ярмашевич Ю.И., Яцкевич В.В. и другие. Однако, они все занимались изучением активного поворота – под действием управляющего воздействия со стороны водителя.

В отличие от активного криволинейного движения вопросы неуправляемого отклонения от прямолинейного курса сегодня мало изучены. Это позволило сформулировать цель и задачи исследования.

Цель исследования - оценить силовое влияние со стороны рабочего орудия на курсовую устойчивость гусеничного трактора при выполнении рабочих операций.

Задачи исследования.

1. Разработать математическую модель силового взаимодействия трактора с грунтом, учитывающую движитель и рабочее орудие.
2. Разработать модель движения гусеничного трактора с учетом возможного неуправляемого отклонения от заданного прямолинейного курса.
3. Разработать программный комплекс для реализации предложенных математических моделей.
4. Провести экспериментальные исследования для оценки адекватности теоретических положений.
5. Предложить практические мероприятия по реализации полученных результатов исследования.

Объект исследования – движение гусеничного машинно-тракторного агрегата с учетом взаимодействия рабочих орудий с грунтом при выполнении технологических операций.

Предмет исследования – неуправляемое отклонение гусеничного машинно-тракторного агрегата под действием внешних сил со стороны рабочего орудия.

Методы исследования. Описание формирования силовых факторов в контакте гусеничного движителя с грунтом выполнено на основе математической теории трения. Математическое моделирование движения осуществлено с использованием методов теоретической механики, дифференциального и интегрального исчисления. Разработка программных комплексов проведена с использованием современного компьютерного пакета MathCad. Верификация основных теоретических положений, математической модели движения и принятых допущений производилась непосредственным экспериментальным исследованием. Для обработки экспериментальных результатов применялись методы математической статистики и теории вероятности.

Научная новизна.

1. Предложен подход к изучению движения тракторного агрегата при выполнении технологических операций, представляющий совокупность прямолинейного управляемого движения и неуправляемого отклонения (сдвига) под действием внешних сил.

2. Разработана математическая модель движения гусеничного тракторного агрегата, отличающаяся учетом неуправляемого отклонения машины от заданного прямолинейного курса за счет силового взаимодействия со стороны рабочих орудий.

3. Получены новые экспериментальные данные по значениям предельной сдвигающей силы в зависимости от линии ее действия.

Теоретическая и практическая значимости.

Обосновано применение математической теории трения при описании силовых факторов в контакте движителя с грунтом в задаче неуправляемого мгновенно вращательного сдвига.

Разработана методика определения предельного значения внешней сдвигающей силы для известной линии ее действия на основе построения ее годографа.

Разработана методика расчета движения гусеничного трактора с учетом внешних сил со стороны рабочего орудия, позволяющая оценить величину бокового отклонения машины от прямолинейного курса за счет неуправляемого сдвига.

Практическая значимость.

Зарегистрирован программный комплекс для расчета силовых факторов в контакте гусеничного движителя при неуправляемом мгновенно вращательном сдвиге с учетом: упругих свойств грунта, анизотропии взаимодействия и отсутствия относительного движения бортов (свидетельство РФ № 2020610824) и для расчета траектории движения с учетом неуправляемого отклонения под действием внешних сил со стороны рабочего орудия (свидетельство РФ № 2020615467).

Представлены практические рекомендации и технические решения по разработке тензометрической установки в системе крепления рабочего орудия к трактору для замера ее силового воздействия (акт внедрения «ЧКЗ»).

Реализация результатов исследования.

Результаты исследований нашли применение при расчётах и проектировании гусеничной техники в ООО «Завод буровой техники».

Рассматривается вопрос о внедрении разработанного программного комплекса в качестве обратной связи в системе управления беспилотного варианта тракторного агрегата сельскохозяйственного назначения в ООО «ЧКЗ».

Апробация работы. Положения диссертационной работы и результаты исследований были доложены на Международных конференциях: «Инженерные

исследования и сотрудничество в мировом сельскохозяйственном производстве» (Зерноград, 2020 г.); «Современная аграрная наука: теория и практика» (Челябинск, 2021 г.); «Пром-Инжиниринг» (Сочи, 2022 г.) и научных семинарах ФГАОУ ВО ЮУрГУ (Челябинск, 2021-2023 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 12 научных трудов, в том числе: 6 статей в журналах из перечня рекомендованного ВАК, 4 статьи в зарубежных изданиях, индексируемых в базе Scopus и 2 свидетельства РФ о регистрации программ для ЭВМ.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Подход к изучению движения тракторного агрегата, позволяющий оценить курсовую устойчивость при выполнении технологического процесса.
2. Математическая модель движения гусеничного тракторного агрегата, позволяющая вычислить величину неуправляемого отклонения от заданной прямолинейной траектории под действием внешних сил.
3. Экспериментальные данные, позволяющие определить значения предельной сдвигающей силы в зависимости от линии ее действия.

Достоверность полученных результатов подтверждена применением фундаментальных положений теоретической механики, математической теории трения, обоснованностью принятых допущений, а также сопоставлением.

Структура и объём работы. Диссертационная работа изложена на 109 страницах машинописного текста и включает 63 иллюстрации, 19 таблиц и 47 формул. Она состоит из: введения, пяти глав, заключения, библиографического списка (176 наименований) и 2 приложений.

В первой главе приведён обзор существующих подходов к описанию силовых факторов в контакте гусеничного движителя с грунтом; представлены существующие методики исследования плоского криволинейного движения гусеничных машин; выполнен обзор научных исследований по теме курсовой устойчивости транспортных средств и предлагаемых решений для ее повышения. На основе проведенного анализа были сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе представлена математическая модель силового взаимодействия трактора с грунтом посредством движителя и рабочего орудия; построен годограф предельной сдвигающей силы; определено влияние анизотропии взаимодействия гусеничного движителя с грунтом на силовые факторы в контакте; записаны уравнения движения трактора с учетом неуправляемого отклонения от заданного курса.

В третьей главе представлены методика проведения и результаты натурных экспериментов по определению предельного значения сдвигающей силы и дана оценка адекватности теоретических положений.

В четвёртой главе представлена методика проведения и результаты натурных экспериментов по замеру траектории движения гусеничного трактора при действии внешней внецентренной силы; проведены сравнения с теоретическими траекториями.

В пятой главе представлены пути практического применения результатов диссертационного исследования. На основе разработанной математической модели проведена оценка вероятности неуправляемого отклонения серийно выпускаемых машинно-тракторных агрегатов. Выявлены возможные нарушения прямолинейного курса от силового воздействия со стороны рабочего орудия, требующие управляемой корректировки движения.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ и акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Принципиальное отличие машинно-тракторных агрегатов от транспортных машин заключается в особом отношении к грунту. Для них грунт является не только окружающей средой, но и рабочим телом. В качестве окружающей среды грунт контактирует с двигателем тракторного агрегата, обеспечивая его движение за счет сцепления. В качестве рабочего тела, грунт контактирует с тракторным агрегатом посредством рабочего орудия, обеспечивая выполнение полезной работы. В агропромышленном комплексе дополнительно необходимо обеспечить бережное отношение к грунту для сохранения его свойств, влияющих на рост сельскохозяйственных растений. Поэтому исследование движения тракторных агрегатов должно проводиться совместно с учетом силового воздействия со стороны рабочего орудия.

1.1. Актуальность прямолинейного движения тракторных агрегатов

Все машинно-тракторные агрегаты наибольшую часть своей работы совершают при движении в прямолинейном направлении [52, 113]. При этом, отклонение от заданного курса приводит к снижению производительности и качества выполненной работы. В связи с этим курсовая устойчивость представляет собой актуальный аспект при проектировании новых и модернизации существующих тракторных агрегатов [27, 28, 89, 109].

При движении произвольного машинно-тракторного комплекса на него со стороны грунта действуют внешние силы. И если силовое воздействие со стороны двигателя обеспечивает необходимое движение тракторного агрегата, то воздействие со стороны рабочего орудия часто его нарушает и приводит к неуправляемому отклонению от заданного курса [92].

Движение машинно-тракторного агрегата в общем виде представляет собой совокупность управляемого и неуправляемого движений. Управляемое движение обеспечивается оператором машины. Неуправляемое движение является следствием действия внешних сил со стороны рабочего орудия. В этом

случае оператор машинно-тракторного агрегата вынужден корректировать управляющие воздействия.

Внецентренные силы со стороны рабочего орудия часто встречаются при работе строительной-дорожной техники [68, 95, 108, 110, 150]. Классическим примером может служить работа автогрейдера по укладке и расширению дорожного полотна (рисунок 1.1). В этом случае рабочее орудие вынесено вбок, и действующая на него сила сопротивления способна разворачивать машину [150].



Рисунок 1.1 – Работа при укладке и расширении дорожных обочин

Неуправляемое отклонение под действием внешних сил со стороны рабочего орудия наблюдаются и при работе землеройной техники, например, бульдозера при работе с перекосом отвала (рисунок 1.2), рыхлителя и корчевателя при нагрузке на крайний зуб, экскаватора при боковом смещении стрелы [7, 8, 111].



Рисунок 1.2 – Работа бульдозерного агрегата с перекосом отвала

Поперечное смещение внешней нагрузки создает разворачивающий момент, способный отклонить машину от заданной траектории [68].

Аналогичная ситуация наблюдается при расчистке дорог от снега. За счет поворота отвала и неравномерного набора снежной массы результирующая внешняя сила сопротивления смещается ближе к краю отвала (рисунок. 1.3). Однако, неуправляемое отклонение от заданного курса наблюдается не всегда и зависит от значения внешних сдвигающих сил.



Рисунок 1.3 – Работа снегоочистительного трактора с поворотным отвалом

Наибольшую актуальность вопросы курсовой устойчивости приобретают для тракторных агрегатов сельскохозяйственного назначения, так как качественная обработка почвы является первым шагом к хорошему урожаю [1, 40, 59, 73, 79, 94, 118, 157]. Например, для сохранения прямолинейного курса пахотного агрегата с оборотным плугом водителю приходится корректировать движение через каждые сто метров пути.

Сегодня современное земледелие включает различные технологии предпосевной обработки. Однако основным способом до сих пор остается традиционная вспашка отвальным плугом, которая составляет 30–35% всех затрат энергии в полеводстве [88]. Технология с оборачиванием пахотного слоя не только подрезает и заделывает сорные растения на недоступную для прорастания глубину, но и обеспечивает перемешивание слоев почвы, защищает от возбудителей инфекции и положительно сказывается на дальнейшем росте и развитии растений [21].

Нормальная сила сопротивления, возникающая на лемешной поверхности отвального плуга [133, 19], отклоняется от продольной оси трактора на угол 15...25°. Поскольку ее линия действия часто не проходит через центр тяжести тракторного агрегата, то она способна отклонять машину от заданного направления движения за счет возникающего разворачивающего момента [86, 92].

Кроме того, несоответствие ширины захвата плуга и ширины трактора обуславливает асимметричность пахотных агрегатов [28], что дополнительно усугубляет проблему курсовой устойчивости трактора (рисунок 1.4.).



Рисунок 1.4 – Трактор с лемешным плугом на вспашке

Для сохранения прямолинейного движения водителю приходится постоянно подправлять машину. У колесных тракторов воздействие на рулевое колесо составляет 15-20 раз на каждые 100 м участка пути [40]. На гусеничных тракторах воздействие на рычаг управления фрикционом осуществляется через каждые 4–6 м. хода агрегата [120]. Это приводит к повышению утомляемости оператора, снижению производительности работы на 10-15% и повышению износа узлов трансмиссии. [89, 172].

Неуправляемое отклонение может наблюдаться и при работе с роторным и дисковым плугом, так как оно обусловлено поворотом рабочих органов относительно продольной оси трактора [56, 71, 127, 162, 163] (рисунок 1.5).



Рисунок 1.5 – Трактор с роторным плугом

Ещё одним примером действия внецентричной внешней силы со стороны рабочего орудия служит сельскохозяйственный трактор с консольной косилкой (рисунок 1.6).



Рисунок 1.6 – Трактор с консольной косилкой

Боковое смещение косилки приводит к боковому смещению силы сопротивления рабочего орудия, что может искажаться на траектории его движения. Для обеспечения необходимого качества работы оператор тракторного агрегата вынужден совершать дополнительные рабочие циклы, чтобы закрыть необработанные участки. В свою очередь это приводит к дополнительному переуплотнению почвы, что негативно сказывается на качестве почвы [55, 79, 97,

141]. Снижение переуплотнения почвы возможно достичь путем увеличения площади контакта движителя с грунтом, что и обуславливает широкое применение гусеничных движителей с этой целью. Например, на пахоте, как наиболее энергоемкой операцией, использование гусеничной техники представляется наиболее целесообразным.

Таким образом, вопросы курсовой устойчивости движения актуальны практически для всех тракторных агрегатов. Нарушение курсовой устойчивости приводит к необходимости постоянной корректировки управления машинно-тракторным агрегатом, что повышает утомляемость оператора, снижает производительность технологического процесса и способствует повышенному износу узлов трансмиссии. Необходимость в постоянном контроле за сохранением заданного курса машины ставит задачу в разработке систем управления компенсирующих воздействий внешних сил. Для этого необходимо исследовать движение машинно-тракторного агрегата с учетом внешних сил со стороны рабочих орудий.

1.2. Анализ предшествующих исследований

Вопросами курсовой устойчивости тракторного агрегата занимались многие отечественные и зарубежные авторы: Виноградов В.И., Горин Г.С., Захаров А.В., Огинисян А.А., Панассюк А.Н., Пицхелаури Ш.Н., Рыжих Н.Е., Сарксян Л.Д., Сергеев Н.В., Старунова И.Н., Трубин Е.И., Gorshkov Yu., Shevchenko V., Wong J.Y. и другие [27, 42, 88, 89, 91, 92, 98, 120, 144]. Однако, большинство трудов посвящено отклонению транспортного средства при поперечном движении по склону, когда сдвигающая сила является составляющей веса машины, проходящей через центр масс, что приводит к прямолинейному ее отклонению [70, 139].

При действии внешней силы со стороны рабочего орудия, ее линия действия, как правило, не проходит через центр масс машины и создает

разворачивающий момент. В этом случае отклонение представляет собой криволинейное движение.

Исследованием криволинейного движения гусеничных тракторных агрегатов занимались: Веденицкий Ю.Б., Груздев Н.И., Запольский В.И., Кацыгин В.В., Львов Е.Д., Моренко Г.В., Опейко Ф.А., Позин Б.М., Вязников М.В., Саяпин В.И., Софьян А.П., Татарчук Г.М., Трепененков И.И., Трояновская И.П., Котиев Г.О., Шепеленко Г.Н., Цыгунов В.А. и другие [62, 71, 100, 166, 170, 171]. Однако, все они изучали активное криволинейное движение, под действием управляющего воздействия со стороны водителя.

В настоящий момент криволинейное движение наземных транспортных средств широко исследуется с точки зрения активного (управляемого со стороны водителя) движения [104]. При исследовании поворота гусеничных машин наибольшее значение приобретает расчет момента сопротивления повороту. Для его расчета наиболее широкое распространение получила формула В.И. Заславского [17, 104, 107]:

$$M = \mu_c \frac{GL}{4} \left(1 - \frac{4\lambda^2}{L^2} \right), \quad (1.1)$$

где G – вес тракторного агрегата, L – продольная гусеничная база, λ – продольное смещение центра поворота относительно центра тяжести машины, μ_c – коэффициент сопротивления повороту.

Впоследствии формула (1.1) модернизировалась, путем учета буксования движителя и введения переменного коэффициента μ . Данный подход применим исключительно к описанию активного поворота, осуществляемого под действием управляющих воздействий со стороны водителя, так как осуществляется за счет разности скоростей забегающей и отстающей гусеницы. При неуправляемом прямолинейном движении относительное движение гусениц отсутствует. Поэтому использование классического подхода расчета момента сопротивления повороту за счет различия тяговых усилий по бортам трактора для данного исследования не подходит.

Вместе с тем, отклонение сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата от прямолинейного движения за счет внешних сил со стороны плуга подтверждено трудами Зазули А.Н., Рыжих Н.Е., Синеекова Г.Н., Турбина Б.Г. [40, 87, 88, 92]. Вопросами курсовой устойчивости тракторного агрегата при пахоте занимались: Бледных В.В., Воронков В., Свечников П.Г., Свиридова С.А., Сухарев Р.Ю. и другие) [18, 45]. Однако, они в основном рассматривали равновесие одного рабочего орудия.

Исследования курсовой устойчивости базового трактора, как правило, ограничены колесной машиной. Например, труды Балашова А.В., Беляева А.Н., Годжаева З.А., Завражного А.В., Зазули А.Н., Ляшенко П.Г., Огай В.А., Пейсахович Ю.А. [14, 40, 59, 68, 73]. Исследованию устойчивости движения гусеничного трактора уделено мало внимания.

Таким образом, несмотря на большое количество научных трудов, посвященных курсовой устойчивости вопросы неуправляемого отклонения гусеничной машины под действие внецентренных сил со стороны рабочего орудия, остаются мало исследованными.

Под действием внешних сил со стороны рабочего орудия меняются и силы в контакте движителя с грунтом, определяющие сопротивление повороту гусеничной машины.

1.3. Подходы к описанию взаимодействия движителя с грунтом

Формула В.И. Запольского (1.1) для расчета момента сопротивления повороту не отражает процесс формирования сил в контакте гусеничного движителя с грунтом, поскольку опирается на имперические коэффициенты.

Согласно исследованиям Г.М. Татарчука [98] на долю трения скольжения опорной поверхности приходится не менее 73–82% сил, возникающих в контакте гусеницы с грунтом при повороте машины. Особенностью сил трения является их ограничение по предельному значению. Это ограничение касается результирующей силы трения в каждой точке контакта. Следовательно,

зависимость между силой и моментом трения в контакте однозначна и подчиняется математической теории трения Ф.А. Опейко [70].

Поскольку в контакте движителя с грунтом возникает множество элементарных сил, задача формирования силовых факторов сводится к приведению их к одной результирующей силе F . Предположение о том, что результирующая сила приложена в центре пятна контакта, является ошибочным [11, 102]. Однако, согласно законам механики, под действием силы, приложенной в центре масс, тело совершает только поступательное движение (рисунок 1.7а), что противоречит природе криволинейного движения [103].

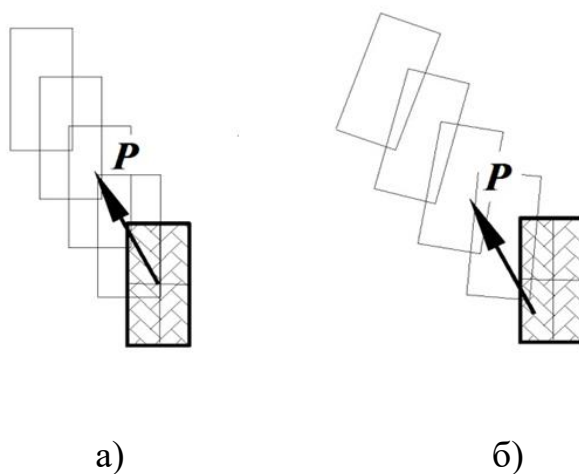


Рисунок 1.7 – Схема движения тела под действием силы: а) проходящей через центр масс тела; б) смещенной относительно центра масс тела

Изменение направления равнодействующей приведёт только к изменению траектории скольжения, но не обеспечит поворот площадки контакта, который имеет место при криволинейном движении. Следовательно, в случае криволинейного движения равнодействующая сила должна иметь некоторое смещение относительно центра контакта (рисунок 1.7б). В случае приведения смещенной силы к центру пятна контакта мы получим результирующую силу F и результирующий момент M .

Для расчёта момента M в контакте авторы используют различные эмпирические зависимости [1, 17]. Однако, несмотря на многообразие используемых для расчета момента M формул, модели силового взаимодействия

объединяет то, что максимальное значение результирующей силы в контакте у всех авторов равно пределу по сцеплению

$$F_{\max} = \mu_{\max} N, \quad (1.2)$$

где μ_{\max} – максимальный коэффициент трения; N – суммарное нормальное усилие в контакте.

Результирующая сила dF_i в каждой точке i определяется векторной суммой обеих составляющих

$$dF_i = dF_{fi} + dF_{mi}, \quad (1.3)$$

где dF_f – элементарная сила в контакте, сумма которых равна результирующей силе $F_f = \sum dF_{fi}$ (Рис. 1.8а); dF_{mi} – элементарная сила в контакте, векторная сумма которых создает результирующий момент M (рисунок 1.8б).

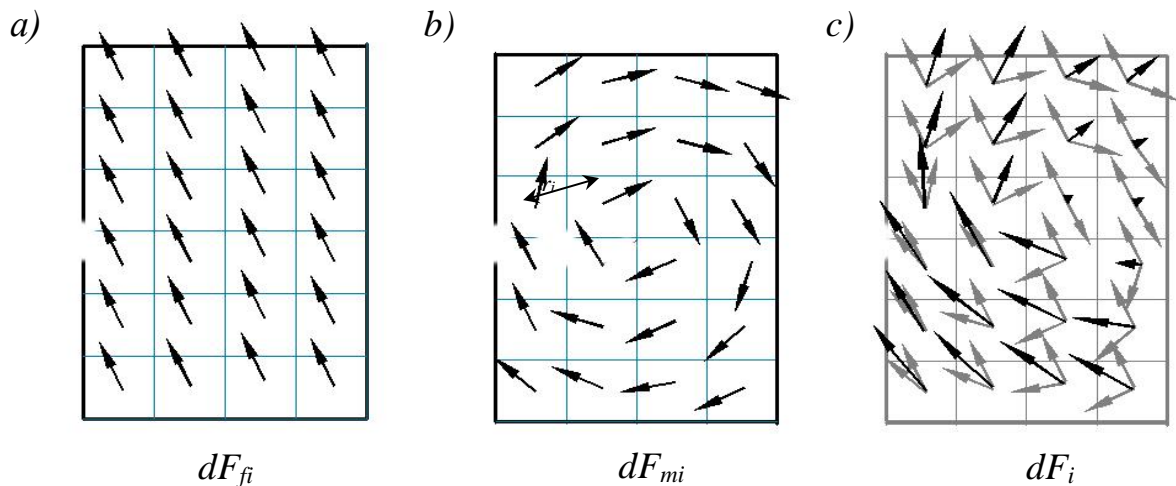


Рисунок 1.8 – Формирование результирующей силы $F = \sum dF_{fi}$ и результирующего момента $M = \sum dF_{mi}h_i$

Элементарные силы dF_{fi} одинаковые по величине и направлению, элементарные силы dF_{mi} различны по модулю и направлению. Поскольку закон Кулона должен выполняться в каждой точке $dF_i \leq_{\max} dN$, то достижение одной из составляющих предела сцепления возможно лишь только при отсутствии другой. Если $dF_f =_{\max} dN$, то $dF_m = 0$, это соответствует прямолинейному

движению. Другой предельный случай, когда $dF_m =_{max} dN$ и $dF_f = 0$, соответствует повороту вокруг центра пятна контакта.

Другими словами, при криволинейном скольжении значения результирующей силы F в контакте и стабилизирующего момента M взаимосвязаны. Чем больше момент M , тем меньше результирующая сила F . Это объясняется тем, что сила F и момент M имеют одну физическую природу – трение, ограниченное сцеплением в своей совокупности. Следовательно, на повороте максимальное значение равнодействующей силы всегда меньше предела сцепления $F_{max} <_{max} N$. Поэтому применение принципа независимости при формировании силовых факторов в контакте с грунтом недопустимо [69, 103].

Первые шаги в описании сил трения при криволинейном движении тела по шероховатой поверхности были сделаны еще в конце 18 века Н.Н. Шиллером [124] и Н.Е. Жуковским [38]. В последствии Ф.А. Опейко обобщил полученные результаты, разработав теорию математического трения [70], согласно которой, сила и момент трения при плоскопараллельном движении взаимосвязаны между собой. Силовые факторы, приведенные к мгновенному центру скольжения, являются функциями его координат.

Силовой контакт гусеничного движителя с грунтом представляет собой не чистое трение скольжение, а включает сцепление грунтозацепов с верхним слоем почвы и ее упругое смятие. Следовательно, коэффициент трения является удельным тяговым усилием и зависит от буксования [103, 105].

На сегодняшний день существует много различных формул, описывающих зависимость удельного тягового усилия μ от буксования δ [103]. Основные зависимости представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Зависимости удельной тяги μ от буксования δ

№	Формула	Автор
4	$\mu = \mu_{max} - ae^{b\delta}$	Парфёнов А.П.
5	$\mu = \mu_{max}(1 - (1 - \delta)e^{a\delta})$	Магарилло Б.Л.
6	$\mu = 1 - \left(1 - \frac{\mu}{\mu_{max}}\right)^a$	Гинзбург Ю.В.
7	$\mu = a\delta^b$	Львов Е.Д. Саакян С.С.
8	$\mu = \mu_{max}(1 - e^{-\delta/a})$	Корчунов С.С. Веледницкий Ю.Б.
9	$\mu = \frac{c \left[e^{(-b+\sqrt{b^2-1})a\delta} - e^{(-b-\sqrt{b^2-1})a\delta} \right]}{2a\sqrt{b^2-1}}$	Беккер М.
10	$\mu = (ae^{-b\delta} + b)(1 - e^{-c\delta})$	Покровский Г.И.
11	$\mu = \mu_{max} \left(1 + \frac{a}{ch\left(\frac{\delta}{b}\right)} \right) th\left(\frac{\delta}{b}\right)$	Кацыгин В.В.

где μ , μ_{max} – текущее и максимальное значение удельной тяговой силы, a , b , c – эмпирические коэффициенты.

Критерием наиболее рациональной формулы является наименьшее число эмпирических коэффициентов. В этом случае формула Кацыгина В.В. имеет преимущество, так как она содержит всего два эмпирических коэффициента a и b [46]. Кроме того, она получила экспериментальную проверку посредством натуральных испытаний В.И. Запольского [41]. В частных случаях она легко преобразуется в формулы С.С. Корчунова и Е.Д. Львова и позволяет описывать характеристики любого типа грунта (рисунок 1.9):

- при $a = 0$ рыхлый грунт (кривая $OABC$);
- при $a \neq 0$ пластичный грунт (кривая OBC).

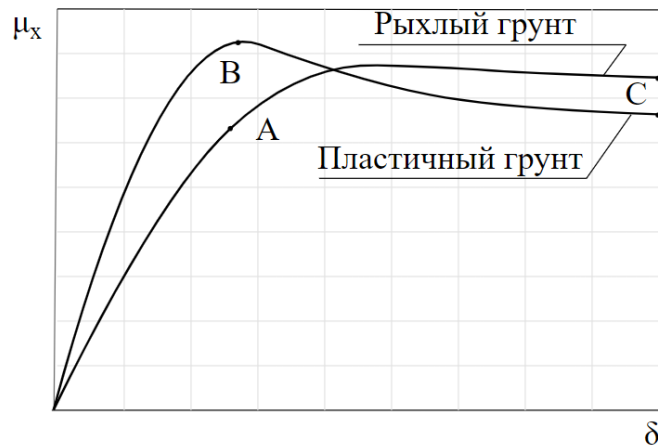


Рисунок 1.9 – Зависимость силы трения от скольжения

В результате анализа предшествующих исследований взаимодействия гусеничного движителя с грунтом выявлено:

- силы в контакте представляют собой силы трения, описание которых подчиняется математической теории трения Ф.А. Опейко;
- коэффициент трения является величиной переменной и зависит от буксования.

1.4. Обзор конструктивных решений, компенсирующих неуправляемое отклонение

Поскольку вопросами курсовой устойчивости давно уделяется достаточное внимание, то существует ряд технических решений, предназначенных для стабилизации прямолинейного движения.

Линенко А.В. предложил дополнительное подруливающее устройство, непосредственно воздействующее на орган управления (рисунок 1.10). Предложенный механизм представляет собой дополнительную шестерённую передачу и предназначены для подруливания колесного трактора.



Рисунок 1.10 – Подруливающее устройство (Линенко А.В.).

Сужаев Л.П. разработан конструктивное решение для улучшения управляемости движения трактора на повышенных скоростях (рисунок 1.11). Стабилизатор позволяет добавить боковых реакций грунта, тем самым обеспечивая возможность прямолинейного движения. Однако, вопрос о рациональной глубине погружения и параметрах (диаметр) предложенного устройства остался не изученным.

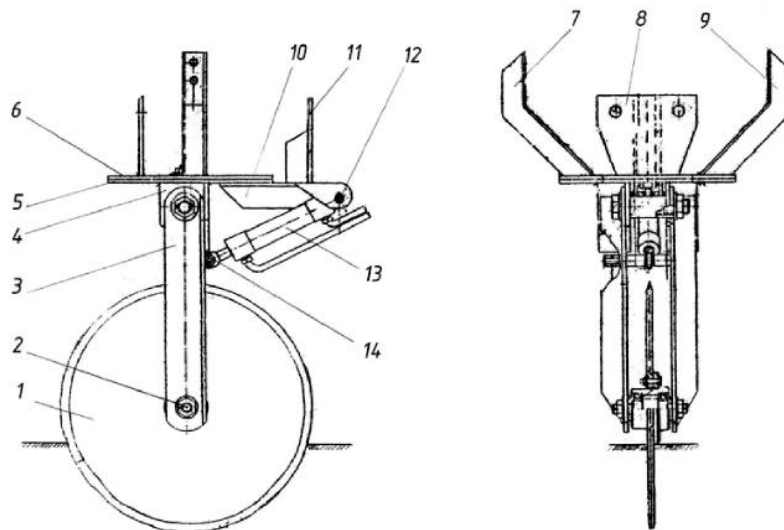


Рисунок 1.11 – Стабилизатор прямолинейного движения трактора (Сужаев Л.П.)

Аналогичное устройство, повышающее сопротивление боковому неуправляемому отклонению колес трактора от заданной прямолинейной траектории описано в работе Барнова А.С. [10] (рисунок 1.12).

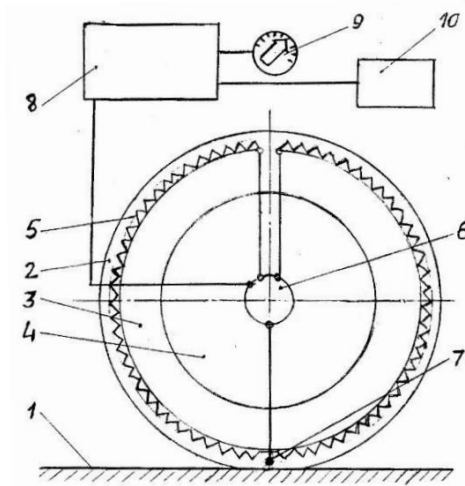


Рисунок 1.12 – Способ повышения сцепления шин трактора с грунтом

Механизм позволяет регулировать глубину заглабления, которая может корректироваться оператором по месту. Такой способ ставится авторами как достойная разработка по сравнению с другими конструктивными способами повышения сцепления.

Панасюк А.Н. предложил для стабилизации машинно-тракторный агрегат с роторным плугом установить дополнительные почвоуглубители [71]. Горин Г.С. предлагает при работе машинно-тракторного агрегата использовать ассиметричную схему крепления рабочего орудия к базовому трактору [28].

Несмотря на множество предлагаемых технических решений, все они касаются конструкции рабочего орудия отдельно от базовой машины, что в нашем понятии не совсем верно. Отсутствие полноценных исследований неуправляемого отклонений машинно-тракторного агрегата под действием внешних внецентренных сил позволило сформулировать цель и задачи исследования.

1.5. Цель и задачи исследования

Цель исследования - оценить силовое влияние со стороны рабочего орудия на курсовую устойчивость гусеничного трактора при выполнении рабочих операций.

Задачи исследования.

1. Разработать математическую модель силового взаимодействия трактора с грунтом, учитывающую движитель и рабочее орудие.
2. Разработать модель движения гусеничного трактора с учетом возможного неуправляемого отклонения от заданного прямолинейного курса.
3. Разработать программный комплекс для реализации предложенных математических моделей.
4. Провести экспериментальные исследования для оценки адекватности теоретических положений.
5. Предложить практические мероприятия по реализации полученных результатов исследования.

ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Допущения и ограничения

Для исследования отклонений гусеничного трактора от прямолинейного движения за счет внешних сил со стороны рабочего орудия был принят ряд допущений:

- колебания в вертикальной плоскости отсутствуют (ограничение плоским движением);
- рассматриваем движение в горизонтальной плоскости;
- движения с постоянными невысокими рабочими скоростями (без ускорений);
- внешняя внецентренная сила постоянная величина;
- расположение траков гусениц симметричное;
- управляемое движение прямолинейное (отсутствует относительное движение бортов);
- буксование небольшое (соответствует требованиям для сельскохозяйственных тракторов);
- грунтозацепы расположены поперек гусеничной ленты (классическая конструкция).

2.2. Модель силового взаимодействия

Значение предельной сдвигающей силы уравнивается силами в контакте. Учитывая, что силы в контакте гусеничного движителя с грунтом являются силами трения, то задача силового взаимодействия приобретает определенную только в случае предельного равновесия. Условия равновесия имеют вид:

$$\begin{cases} F_x - P_x = 0 \\ F_y + P_y = 0 \\ M_c + M_c(P) = 0 \end{cases}, \quad (2.1)$$

где F_x , F_y , M_c – силы и момент в контакте движителя с грунтом, P_x , P_y , $M_c(P)$ – внешние силы и момент со стороны рабочего орудия.

2.2.1. Внешняя сила

Сила внешнего сопротивления P характеризуется: модулем, направлением и точкой приложения. В общем случае определение модуля силы сопротивления P представляет собой весьма сложную задачу, зависящую от множества факторов: типа грунта, глубины обработки, скорости движения, параметров рабочего орудия и др. [18]. В любом случае все силы сопротивления, приходящие на рабочее орудие, приводятся к главному вектору P (рисунок 2.1).

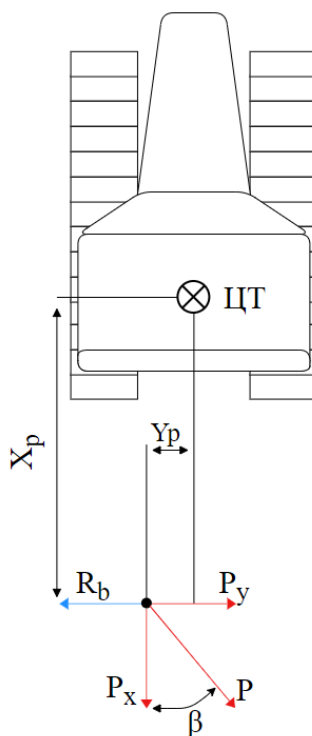


Рисунок. 2.1 – Схема внешней силы со стороны рабочего орудия

Разложим главный вектор внешней силы P на продольную и поперечную составляющие:

$$\begin{aligned} P_x &= P \cos \beta, \\ P_y &= P \sin \beta. \end{aligned} \quad (2.2)$$

где β – угол между наклона результирующей внешней силой с продольной осью машинно-тракторного агрегата.

Если линия действия результирующей внешней силы P проходит через центр масс машины, то неуправляемое движение будет прямолинейным.

Но в общем случае, главный вектор внешних сил P не проходит через центр масс. В этом случае обе составляющие внешней силы P_x и P_y создают относительно центра масс разворачивающий момент.

$$M(P) = P_y X_P + P_x Y_P \quad (2.3)$$

где X_P, Y_P – расстояние от центра масс до точки приложения результирующей внешней силы.

Поставим уравнение (2.2) в (2.3). Внешний разворачивающий момент имеет вид:

$$M(P) = X_P P \sin \beta + Y_P P \cos \beta \quad (2.4)$$

2.2.2. Силы в контакте с грунтом

При внецентренном действии внешней сдвигающей силы формирование сил в контакте подчиняется математической теории трения [70]. Принятое нами допущение об отсутствии управляемого криволинейного движения (водитель пытается ехать прямо) соответствует отсутствию относительного движения бортов. Это позволяет всю площадку контакта движителя с грунтом представить как целую.

Под действием внешней силы P площадка контакта пытается повернуться относительно мгновенного центра скольжения O с координатами x и y (рисунок 2.2).

Выделим в контакте бесконечно малую площадку dS с координатами y и φ . Скорость скольжения $dV_{ск}$ любой бесконечно малой площадки dS при мгновенно вращательном скольжении направлена перпендикулярно радиус-вектору r , опущенному из мгновенного центра скольжения O .

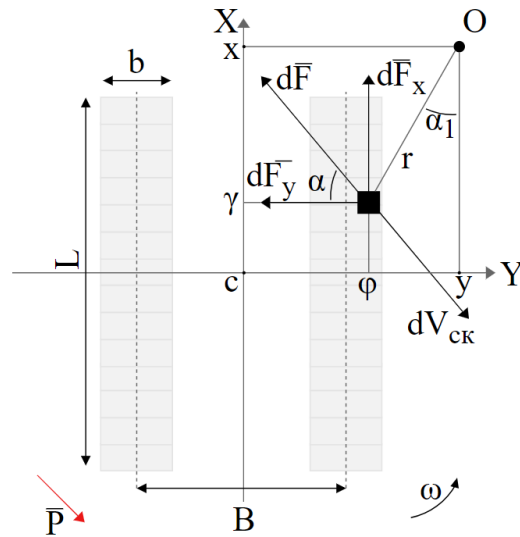


Рисунок 2.2 – Схема сил в контакте гусеницы с грунтом

Возникающая в контакте элементарная сила трения dF всегда направлена в противоположную скорости скольжения сторону. Тогда проекции элементарной касательной силы dF на продольную и поперечную оси машины dF_x и dF_y равны.

$$\begin{aligned} dF_x &= dF \sin \alpha_1, \\ dF_y &= -dF \cos \alpha_1. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Запишем функции угла α_1 через координаты центра мгновенного скольжения $O(x, y)$ и координаты выделенной элементарной площадки $dS(\gamma, \varphi)$:

$$\begin{aligned} \cos \alpha_1 &= \frac{(x - \gamma)}{r} \\ \sin \alpha_1 &= \frac{(y - \varphi)}{r} \end{aligned} \quad (2.6)$$

где x, y – координаты мгновенного центра скольжения.

Радиус вектор r , опущенный из мгновенного центра скольжения до элементарной площадки определяется по формуле:

$$r = \sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}, \quad (2.7)$$

где γ, φ – текущие координаты элементарной площадки dS .

В результате элементарные силы в контакте площадки dS имеют вид:

$$\begin{aligned} dF_x &= dF \frac{y - \varphi}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}}, \\ dF_y &= -dF \frac{x - \gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

где $dF = \mu q dS$ – элементарная сила трения предельная по сцеплению с грунтом; μ – коэффициент сцепления движения с грунтом, q – нормальное давление на грунт.

При равномерном распределении веса на всю площадь контакта гусениц с грунтом нормальное давление равно:

$$q = \frac{mg}{2Lb}, \quad (2.9)$$

где L – продольная база, mg – вес тракторного агрегата, b – ширина гусениц.

В результате выражение (2.8) можно записать:

$$\begin{aligned} dF_x &= \frac{\mu mg}{2Lb} \frac{(y-\varphi)dS}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} \\ dF_y &= - \frac{\mu mg}{2Lb} \frac{(x-\gamma)dS}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}}, \end{aligned} \quad (2.10)$$

Просуммируем все элементарные силы. В случае приведения их к мгновенному центру скольжения O силовые факторы в контакте имеют вид [70]:

$$\begin{cases} F_x = \frac{mg}{2Lb} \int_{\varphi} \int_{\gamma} \mu \frac{(y-\varphi)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi \\ F_y = - \frac{mg}{2Lb} \int_{\varphi} \int_{\gamma} \mu \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma d\varphi, \\ M_o = \frac{mg}{2Lb} \int_{\varphi} \int_{\gamma} \mu \sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2} d\gamma d\varphi \end{cases} \quad (2.11)$$

Анализ системы уравнений (2.11) показывает, что факторы в контакте с грунтом являются функциями координат мгновенного центра скольжения и взаимосвязаны между собой. Результирующая сила трения в контакте может быть определена по формуле Пифагора:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (2.12)$$

Учитывая ограничение суммарной силы трения по пределу сцепления $F < F_{max} \leq \mu mg$ из уравнения (2.12) видна взаимосвязь между продольной F_y и поперечной F_x составляющей. Увеличение одной из них приводит к уменьшению другой.

В общем случае, ни одна из составляющих не может достигать максимального по сцеплению значения при наличии другой. Другими словами продольная (тяговая) составляющая силы в контакте может быть равна пределу сцепления $F_x = \mu mg$ только при отсутствии поперечной силы $F_y = 0$. И наоборот, боковая составляющая достигает предельного значения $F_y = \mu N$ лишь при отсутствии продольной силы, что в свою очередь, противоречит самой возможности движения.

Рассмотрим связь между силой и моментом трения [70]. Для этого было проведено численное моделирование с помощью программного пакета MatCad. Графическое изображение результирующей силы F и момента M_o трения представлено на рисунке 2.3.

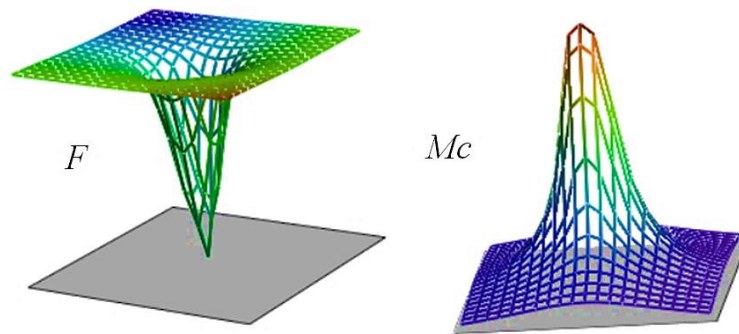


Рисунок 2.3 – Графическое изображение силы F и момента M_o трения

Из рисунка 2.3 видно, что, когда результирующая сила трения F достигает своего максимального значения, момент трения равен нулю $M_o = 0$, что вполне соответствует поступательному скольжению. С другой стороны, когда момент трения M_o достигает максимального значения и сила трения стремится к нулю $F = 0$, что соответствует чистому вращению вокруг центра контакта.

2.2.3. Описание площадки контакта

Для гусеничного движителя пределы интегрирования площадки контакта в продольном направлении равны $\gamma \in [-0,5L \dots 0,5L]$, где L – продольная база трактора. При использовании единой площадки контакта пределы

интегрирования в поперечном направлении имеют разрыв. Для описания единой площадки получим два участка $\varphi \in [-0,5(B+b)...-0,5(B-b)]$ и $\varphi \in [0,5(B-b)...0,5(B+b)]$, где B – колея гусеничной машины; b – ширина гусеницы.

Тогда уравнения (2.11) приобретают вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \frac{\mu mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B+b)}^{-0,5(B-b)} \frac{(y-\varphi)}{\sqrt{(y-\varphi)^2+(x-\gamma)^2}} d\varphi + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{(y-\varphi)}{\sqrt{(y-\varphi)^2+(x-\gamma)^2}} d\varphi \right] d\gamma \\ F_y = -\frac{\mu mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B+b)}^{-0,5(B-b)} \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2+(x-\gamma)^2}} d\varphi + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2+(x-\gamma)^2}} d\varphi \right] d\gamma \\ M_0 = \frac{\mu mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B+b)}^{-0,5(B-b)} \sqrt{(y-\varphi)^2+(x-\gamma)^2} d\varphi + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \sqrt{(y-\varphi)^2+(x-\gamma)^2} d\varphi \right] d\gamma \end{array} \right. , \quad (2.17)$$

Учитывая, что ширина гусеницы $b=480...520$ мм значительно меньше продольной базы $L=2800...3300$ мм (Рис.2.4), возможна замена двойных интегралов одинарными. Тогда поперечная координата принимает значения $\varphi = \pm \frac{B}{2}$ и система уравнений (2.17) принимает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \frac{\mu mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(y-0,5B)}{\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(y+0,5B)}{\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \\ F_y = -\frac{\mu mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \\ M_0 = \frac{\mu mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2} + \sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2} \right] d\gamma \end{array} \right. , \quad (2.18)$$

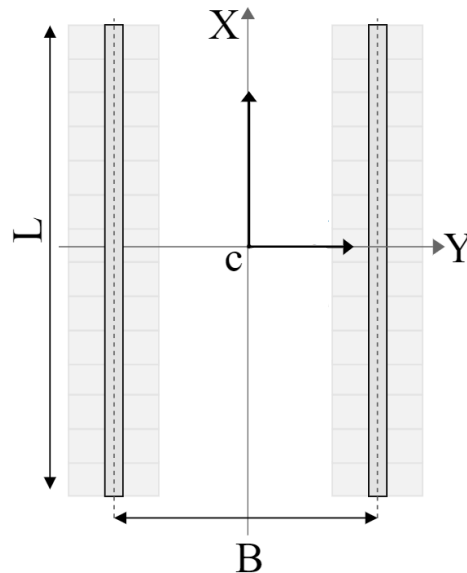


Рисунок 2.4 – Площадка контакта с грунтом в случае пренебрежения шириной гусеницы

Замена двойного интеграла (2.17) на одинарный (2.18) значительно упрощает решение задачи (сократить время вычислений). Правомерность данного допущения была оценена погрешностью при расчете силовых факторов в контакте на примере трактора ДТ75. Расчёт проводился с использованием зарегистрированной программы №2020610824.

Погрешность по значениям силы вычисляет по формуле:

$$\delta_F = \frac{F_{ff} - F_f}{F_{ff}} 100\% \quad (2.19)$$

где F_{ff} и F_f – значения силы трения в контакте по формулам двойного интеграла (2.18) и одинарного (2.17) соответственно.

Погрешность по значениям момента сил вычисляет по формуле:

$$\delta_M = \frac{M_{ff} - M_f}{M_{ff}} 100\% \quad (2.20)$$

где M_{ff} и M_f – значения моментов трения в контакте по формулам двойного интеграла (2.18) и одинарного (2.17) соответственно.

Результаты расчета представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Оценка погрешности допущения замены двойного интеграла одинарным интегралом при расчете силовых факторов

Координата y	0	$B/2$	B	$2B$	$3B$
F_{xf} (кН)	0	17,7	29,2	38,2	41,4
F_{yf} (кН)	12,6	-11,9	-11,5	-11,0	-10,2
M_{of} (кНм)	176,2	116,9	60,9	38,9	30,0
F_{xff} (кН)	0	16,6	28,7	38,0	41,3
F_{yff} (кН)	12,0	-11,5	-11,2	-10,9	-10,15
M_{off} (кНм)	170,2	114,0	59,7	38,7	29,9
δ_{F_x} (%)	–	6,2	1,7	0,5	0,2
δ_{F_y} (%)	4,7	3,4	2,6	0,9	0,5
δ_{M_0} (%)	3,4	2,4	1,9	0,5	0,3

Результаты расчёта показывают, что по мере удаления координаты мгновенного центра скольжения от центра масс тракторного агрегата погрешность в силовых факторах снижается. Учитывая, что отклонение от прямолинейной траектории за счет внешних внецентренных сил со стороны рабочего орудия, незначительно можно считать использование данного допущения правомерным.

2.2.4. Влияние анизотропии взаимодействия

Наличие грунтозацепов на подошве гусеничного движителя приводит к анизотропии взаимодействия. Анизотропия характеризуется разными свойствами сопротивления в продольном и поперечном направлениях.

При анизотропии направление перемещения не совпадает с направлением силы, а согласно правилам сопротивления материалов отклоняет в сторону наименьшего сопротивления (рисунок 2.5) [30, 31]

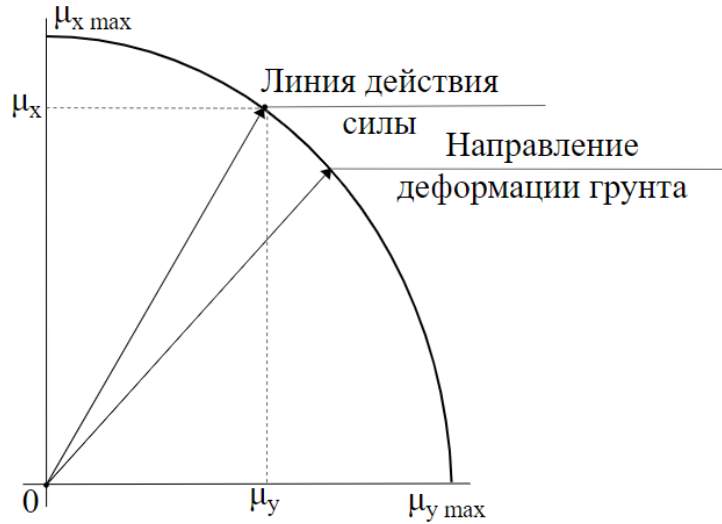


Рисунок 2.5 – Влияние анизотропии на направления силы и деформации

Анизотропные свойства взаимодействия гусеницы с грунтом обычно учитываются посредством разных коэффициентов трения в продольном μ_x и поперечном μ_y направлении [103]. В таком случае составляющие силы трения имеют вид:

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{\mu_x mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(y-0,5B)}{\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(y+0,5B)}{\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma, \\ F_y &= -\frac{\mu_y mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \end{aligned} \quad (2.21)$$

Разные коэффициенты трения, используемые в записи продольной и поперечной составляющей силы трения, приводят к усложнению записи момента трения в контакте с грунтом:

$$M_o = (y-\varphi)dF_x + (x-\gamma)dF_y \quad (2.22)$$

Подставив выражения (2.21) в уравнение (2.22) получим выражение момента трения с учетом разных коэффициентов в продольном и поперечном направлении:

$$M_o = \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x(y-0,5B)^2 - \mu_y(x-\gamma)^2}{\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x(y+0,5B)^2 - \mu_y(x-\gamma)^2}{\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma, \quad (2.23)$$

Коэффициент сцепления в продольном направлении всегда больше, чем в поперечном направлении $\mu_x > \mu_y$. Графическое изображение силовых факторов в контакте с учетом разных коэффициентов трения в продольном и поперечном направлениях показывает нарушение симметрии результирующей силы трения (рисунок 2.8). Однако на изображении момента M_o данная асимметрия пока не замечена.

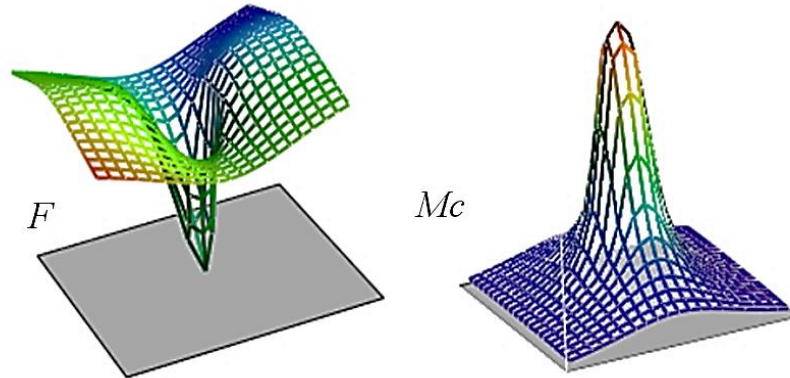


Рисунок 2.8 – Силовые факторы в контакте с учетом разных коэффициентов трения

Необходимо отметить, что анизотропия взаимодействия отражается не только в разных коэффициентах трения, но приводит к принципиально разному воздействию на грунт. Поперечное расположение грунтозацепов приводит к тому, что в поперечном направлении срез грунта начинается в сразу, а в продольном вначале имеет место упругое смятие грунта и, только потом наблюдается срез почвы [41, 114]. В связи с этим, для учета начального смятия грунта в продольном направлении необходимо ввести его упругие свойства.

2.2.5. Учёт упругих свойств грунта

Для учета упругих свойств грунта в продольном направлении внесем коэффициент трения μ_x под интеграл, что позволит сделать его переменным и учесть любой закон изменения.

Зависимость коэффициента продольного трения μ_x от буксования δ хорошо известна. В этом случае коэффициент μ_x приобретает смысл удельного тягового усилия.

Эта зависимость экспериментально была получена Запольских В.П. [41] и в настоящее время получила широкое распространение как зависимость коэффициента сцепления от буксования (рисунок 2.9)

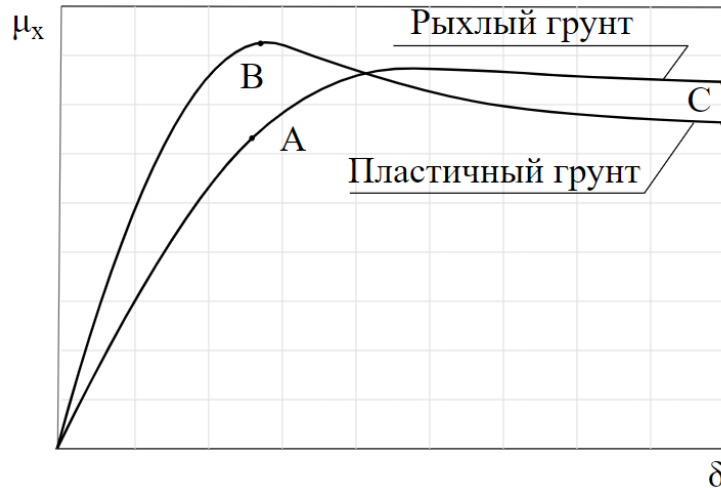


Рисунок 2.9 – Зависимость коэффициента сцепления от буксования

Данная зависимость описывает все стадии деформации грунтом:

- линейный участок ОА характеризует упругую деформацию грунта и соответствует условному скольжению;
- участок АВ характеризует срыв поверхностного слоя грунта и присущ только пластичным грунтам;
- участок ВС характеризует полное скольжение колес относительно грунта.

Математически зависимость $\mu_x(\delta)$ описывается у разных авторов по-разному, что подробно рассмотрено в 1 Главе. Наиболее широкое применение получила формула В.В. Кацыгина с двумя империческими коэффициентами a и b [46]:

$$\mu = \mu_{max} \left(1 + \frac{a}{ch\left(\frac{\delta}{b}\right)} \right) th\left(\frac{\delta}{b}\right). \quad (2.24)$$

Эта формула (2.24) позволяет описывать различные типы грунта:

- $a=0$ соответствует рыхлому грунту;
- $a \neq 0$ соответствует пластичному грунту.

Учитывая малую величину боковых смещений при решении задачи неуправляемого отклонения от заданного направления движения можно принять допущение об использовании будем только упругого участка ОА (рисунок 2.9). В этом случае можно ограничиться линейной зависимостью коэффициента сцепления от буксования:

$$\mu_x = \mu_{xmax} \frac{\delta}{\delta_{max}} \quad (2.25)$$

где μ_x, μ_{xmax} – текущее и максимальное значение коэффициента трения (сцепления); δ, δ_{max} – текущее и максимальное (100%) буксование.

Коэффициент буксование равен отношению скорости буксования V_δ к теоретической скорости $V_{теор}$, обеспечиваемой моторно-трансмиссионной установкой трактора:

$$\delta = \frac{V_\delta}{V_{теор}} \quad (2.26)$$

Запишем скорости скольжения в каждой точке контакта через угловую скорость:

$$\delta = \frac{\omega \left(y \pm \frac{B}{2} \right)}{\omega \left(R + y \pm \frac{B}{2} \right)} \quad (2.27)$$

где R – радиус кривизны траектории; y – поперечная координата мгновенного центра скольжений относительно центра масс тракторного агрегата.

Сократим уравнение (2.27) на угловую скорость ω и получим зависимость буксования от координаты мгновенного центра скольжений и радиуса кривизны траектории:

$$\delta = \frac{y \pm \frac{B}{2}}{R + y \pm \frac{B}{2}} \quad (2.28)$$

Подставим значение буксования (2.28) в значение продольного коэффициента трения (2.25):

$$\mu_x = \mu_{xmax} \frac{y \pm \frac{B}{2}}{R + y \pm \frac{B}{2}} \quad (2.29)$$

Тогда выражение силовых факторов трения в контакте гусеницы с грунтом (2.23) принимает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x(y-0,5B)^2}{(R+y-0,5B)\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x(y+0,5B)^2}{(R+y+0,5B)\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma, \\ F_y = -\frac{\mu_y mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \\ M_o = \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x(y-0,5B)^3 - \mu_y(x-\gamma)^2}{(R+y-0,5B)\sqrt{(y-0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x(y+0,5B)^3 - \mu_y(x-\gamma)^2}{(R+y+0,5B)\sqrt{(y+0,5B)^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \end{array} \right. \quad (2.30)$$

Введём обозначение: $y_1 = y - \frac{B}{2}$ и $y_2 = y + \frac{B}{2}$, тогда силовые факторы в приобретают вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x y_1^2}{(R+y_1)\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x y_2^2}{(R+y_2)\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma, \\ F_y = -\frac{\mu_y mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(x-\gamma)}{\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \\ M_o = \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x y_1^3 - \mu_y(x-\gamma)^2}{(R+y_1)\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x y_2^3 - \mu_y(x-\gamma)^2}{(R+y_2)\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma \end{array} \right. \quad (2.31)$$

Введение упругих свойств грунта в продольном направлении усиливает асимметрию силовых факторов, которая теперь наблюдается не только у результирующей силы трения F , но и у момента трения M_o (рисунок 2.10). Различия в значения силовых факторов в продольном и поперечном направлениях достигают 50%.

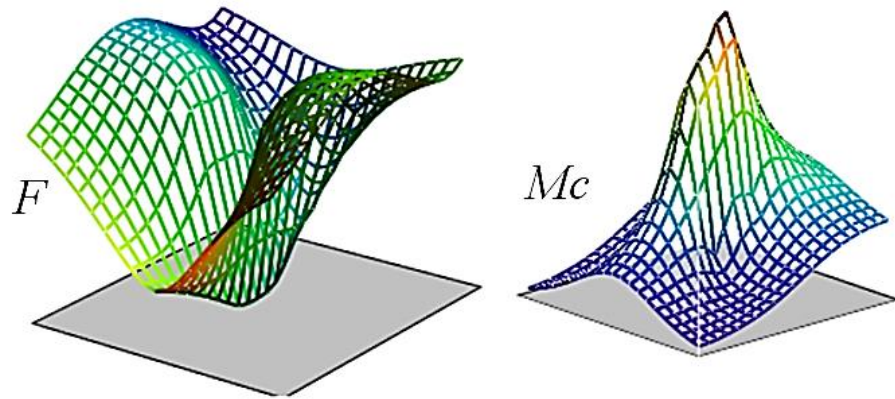


Рисунок 2.10 – Силовые факторы в контакте с учетом анизотропии

2.3. Годограф предельной сдвигающей силы

Рассмотрим силовое взаимодействие тракторного агрегата с учетом внешней внецентренной силы и возникающих в результате этого воздействия силовых факторов в контакте (рисунок 2.11).

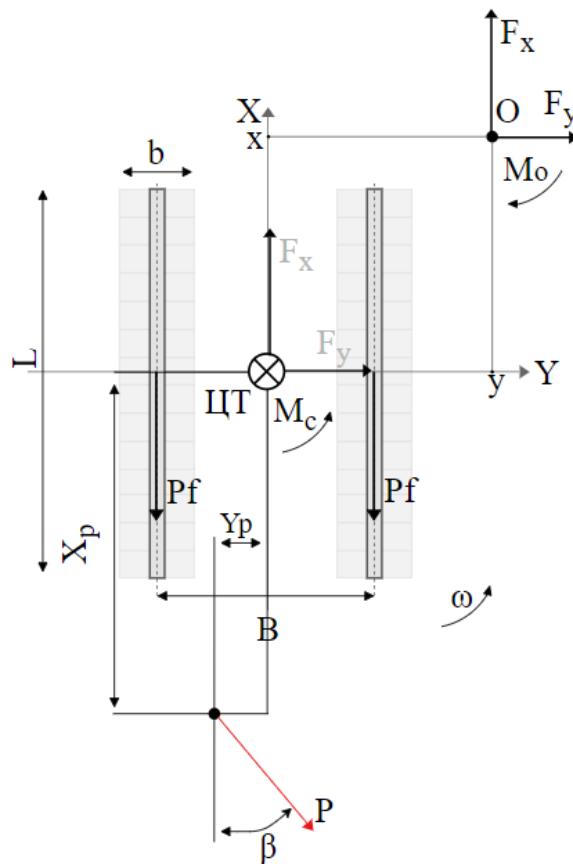


Рисунок 2.11 – Схема сил, действующих на тракторный агрегат

Учитывая ограничение сил трения по пределу сцепления, для каждой линии действия внешней сдвигающей силы P должно существовать единственное решение [38, 44, 70] условий предельного равновесия (2.1).

Для расчета предельного значения сдвигающей силы и оценки влияния на ее значение анизотропии взаимодействия гусеницы с грунтом был проведен численный эксперимент. Для этого мы зафиксировали точку приложения внешней силы P относительно центра масс тракторного агрегата X_P, Y_P , что соответствует точке крепления рабочего орудия к базовой машине. Для исследования были рассмотрены все возможные направления внешней силы $\beta=0\dots360^\circ$ (рисунок 2.11).

При расчете максимальный коэффициент сцепления для гусеничной машины был принят $\mu=1$, согласно рекомендациям из литературных источников [39, 43]. Другие исходные данные указаны в таблице 2.2.

Таблица 2.2 Исходные данные для расчёта

Обозначение	Значение	Описание
L	2,6 м	Продольная база тракторного агрегата
B	1,88 м	Поперечная колея тракторного агрегата
X_P	2 м	Продольная координата точки приложения внешней силы
Y_P	0,3 м	Поперечная координата точки приложения внешней силы

Силовые факторы при расчете предельной сдвигающей силы были приведены к центру масс тракторного агрегата. При параллельном переносе момент трения имеет вид:

$$M_c = M_o - yF_x - xF_y. \quad (2.32)$$

Тогда условия предельного равновесия (2.1) имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x y_1^2}{(R+y_1)\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x y_2^2}{(R+y_2)\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma - P \cos\beta = 0 \\
 -\frac{\mu_y mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(x-\gamma)}{\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma + P \sin\beta = 0 \\
 \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x y_1^3 - \mu_y (x-\gamma)^2}{(R+y_1)\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x y_2^3 - \mu_y (x-\gamma)^2}{(R+y_2)\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma - \\
 -y \frac{mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{\mu_x y_1^2}{(R+y_1)\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{\mu_x y_2^2}{(R+y_2)\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma + \\
 +x \frac{\mu_y mg}{2Lb} \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\frac{(x-\gamma)}{\sqrt{y_1^2+(x-\gamma)^2}} + \frac{(x-\gamma)}{\sqrt{y_2^2+(x-\gamma)^2}} \right] d\gamma + X_P P \sin\beta + Y_P P \cos\beta = 0
 \end{array} \right. \quad (2.33)$$

Значение внешней силы определялось в относительных единицах от веса трактора. В результате построен годограф предельного значения сдвигающей силы P (рисунок 2.12).

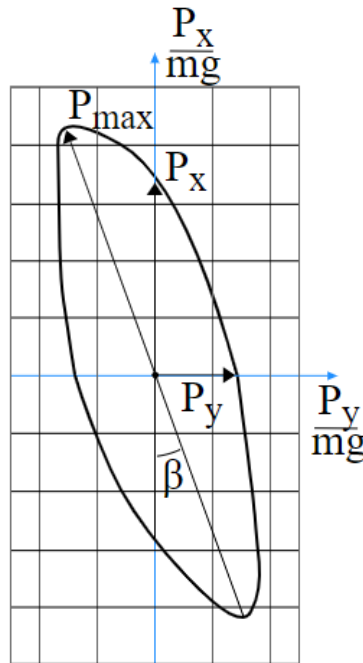


Рисунок 2.12 – Годограф предельной сдвигающей силы

Анализ полученного годографа показал, что максимальное значение сдвигающей силы $P_{max} = mg$ (при коэффициенте трения $\mu=1$) соответствует

направлению поступательного сдвига $\beta_{кр} = 18^\circ$. При этом значение продольной составляющей (тягового усилия) составляет $P_{x\max} = 0,95mg$, а поперечной составляющей $P_{y\max} = 0,31mg$.

При любом отклонении от этого направления значение сдвигающей силы меньше предельного значения $P_{max} < \mu mg$. Наименьшее значение сдвигающей силы $P_{min} = 0,28mg$ наблюдается в направлении перпендикулярном поступательному сдвигу.

При воздействии одной продольной силы сдвиг (нарушение предельного равновесия) наступает уже при значении $P_x = 0,625mg$. Если сила приложена перпендикулярно продольной оси трактора, то при силе $P_y = 0,29mg$ уже наблюдается сдвиг.

Учет анизотропии взаимодействия привел к дополнительному уменьшению предельной сдвигающей силы и развороту направления поступательного сдвига в сторону наименьшего (поперечного) коэффициента сцепления (пунктирная линия на рисунке 2.13).

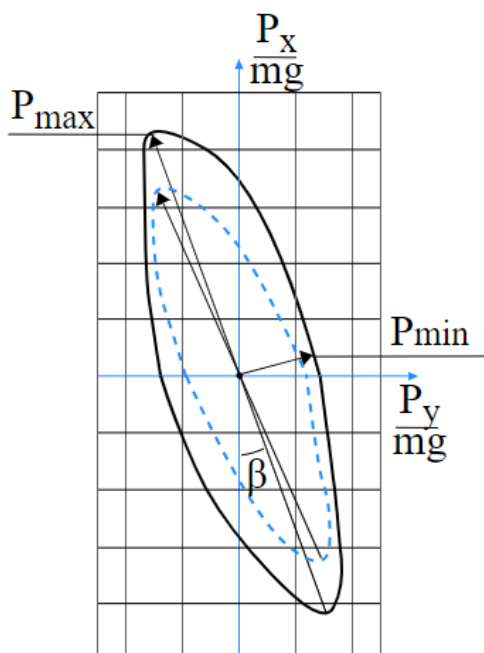


Рисунок 2.13 – Годограф предельной сдвигающей силы P_{max} с учетом анизотропии

При коэффициентах сцепления ($\mu_x=1 ; \mu_y=0,8$) максимальное значение сдвигающей силы снизилось $P_{max}=0,9mg$. При этом основное снижение происходит за счет продольной (тяговой) составляющей, она снизилась почти на 20%, в то время как поперечная составляющая P_y всего на 7%. При этом наблюдается разворот годографа в сторону меньшего коэффициента трения. Так при $\mu_y=0,8\mu_x$ направление поступательного сдвига соответствует углу $\beta_{кр}=21^\circ$, вместо $\beta_{кр}=18^\circ$ при изотропном взаимодействии.

Чем больше различие в значениях продольного μ_x и поперечного μ_y коэффициентов сцепления, тем больше наблюдается разворот годографа.

При внешней силе, превышающей свое предельное значение, начинается сдвиг машины. При внецентренной внешней нагрузке траектория скольжения является криволинейной. При этом радиус кривизны траектории определяется по условиям предельного равновесия.

2.4. Уравнения движения

Любое прямолинейное движение представляет собой криволинейное с радиусом поворота в бесконечности. В случае внешнего воздействия со стороны рабочего орудия суммарное движение тракторного агрегата представляет собой совокупность двух типов движения [109]:

- прямолинейного управляемого движения и
- криволинейного неуправляемого сдвига под действием внешних сил.

Учитывая невысокие рабочие скорости (до 5 км\ч) движения тракторных агрегатов и небольшие поперечные отклонения математическую модель движения можно записать в виде криволинейных интегралов первого рода:

$$\begin{cases} Y_c = \int_S \cos \alpha dS \\ X_c = \int_S \sin \alpha dS \end{cases} \quad (2.34)$$

где X_c, Y_c – текущие координаты центра масс тракторного агрегата; dS – дифференциал криволинейной координаты в точке; α – курсовой угол поворота машины (угол касательной к кривой траектории с поперечной осью) (рисунок 2.14).

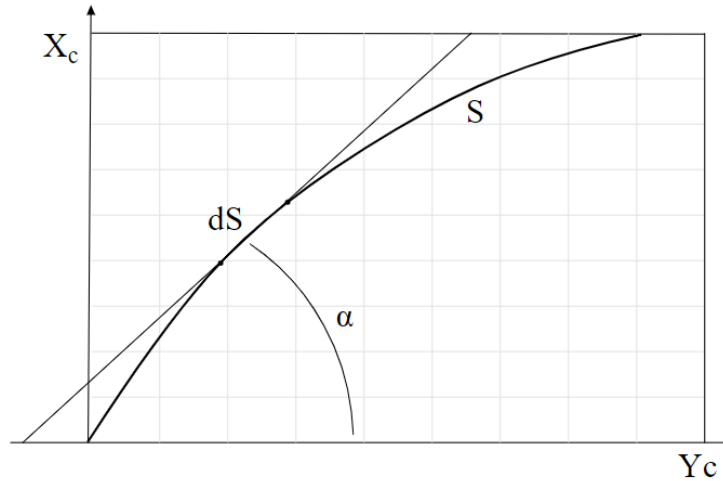


Рисунок 2.14 – Связь криволинейной S и декартовых координат X_c, Y_c

Криволинейную координату (дугу) S можно выразить через радиус кривизны R и курсовой угол α следующим уравнением:

$$dS = R d\alpha. \quad (2.35)$$

С учетом

$$dS = V d\tau$$

$$\alpha = \int_{\tau} (V/R) d\tau \quad (2.36)$$

формулы (2.33) приобретают вид:

$$\begin{cases} Y_c = \int_0^T V \cos \left(\int_0^t \frac{V}{R} d\tau \right) dt \\ X_c = \int_0^T V \sin \left(\int_0^t \frac{V}{R} d\tau \right) dt \end{cases} \quad (2.37)$$

где $t=0...T$ – текущее и конечное время движения; V – скорость движения тракторного агрегата, R – радиус кривизны траектории, определяемый по предельному силовому равновесию.

Таким образом, при известном значении радиуса кривизны траектории R можно вычислить координаты центра масс тракторного агрегата в каждый момент времени, что позволяет построить траекторию движения.

2.5. Результаты численного эксперимента

Суммарная математическая модель движения тракторного агрегата с учетом внецентренных внешних сил включает в себя уравнений движения (2.37) и модель предельного равновесия (2.33). Таким образом, математическая модель является квазистатической и позволяет определить в каждый момент времени:

- координаты мгновенного центра скольжения x, y в зависимости от внешней силы;
- радиус кривизны траектории R ;
- координаты центра масс x_c, y_c и построить траекторию движения тракторного агрегата.

Численный эксперимент был проведён на примере тракторного агрегата. Величина внешнего сопротивления задавалась в относительных единицах (доли веса тракторного агрегата mg).

Тяговое сопротивление рабочего орудия задавалось в относительных единицах и составляло 40-60% веса базового трактора [74, 99]. При угле β наклона внешней силы поперечная составляющая P_x может быть определена через тяговую составляющую $P_y = P_x \tan \beta$.

В результате были построены траектории движения (рисунок 2.15) и проведена оценка влияния на величину бокового отклонения от прямолинейного движения направления и значения внешней нагрузки и положения точки ее приложения.

Из рисунка 2.15 видно, что при наличии бокового смещения, рост тягового сопротивления приводит к значительному увеличению бокового отклонения машины от прямолинейного движения. При этом боковое отклонение растет быстрее, чем увеличивается модуль тягового сопротивления.

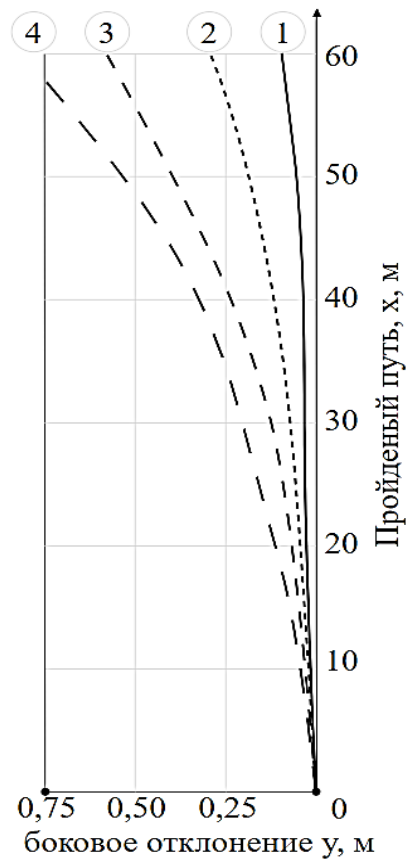


Рисунок 2.15 – Траектория движения тракторного агрегата при разных тяговых сопротивлениях: (1) $P_x=0,13$ мг (2) $P_x=0,26$ мг (3) $P_x=0,39$ мг (4) $P_x=0,5$ мг

Изменение продольной координаты X_p не влияет на величину бокового отклонения. Влияние поперечной координаты Y_p на траекторию движения отражено на рисунке 2.16.

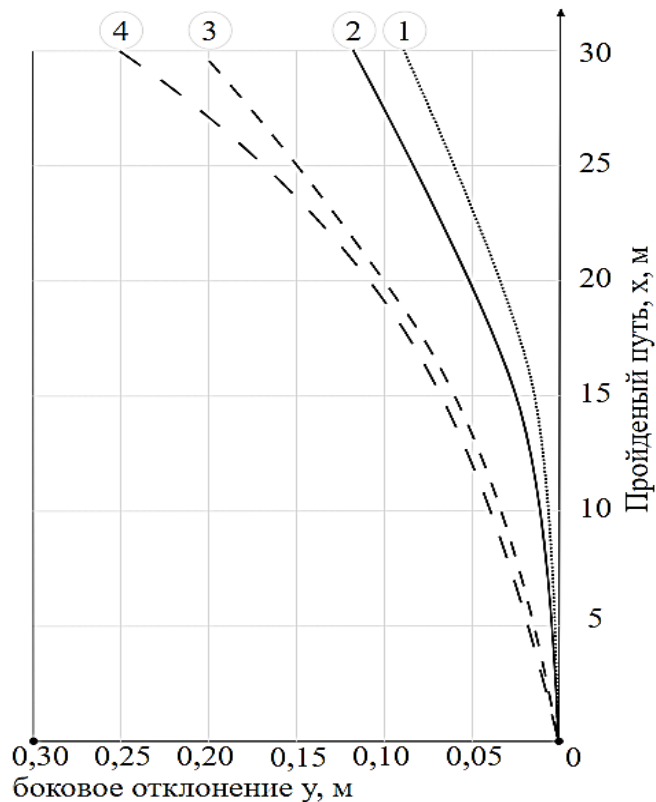


Рис. 2.16. – Траектории движения тракторного агрегата при разных поперечных смещениях внешней силы: (1) $Y_p = -0,2$ (2) $Y_p = 0,2$ (3) $Y_p = -0,15$ (4) $Y_p = 0,15$

Согласно рисунку 2.1 отрицательное смещение меньше снижает курсовую устойчивость, чем положительное смещение, так как приводит к меньшему боковому отклонению. Этот вывод полностью совпадает с результатами других исследователей [73, 87, 88].

На величину поперечного отклонения так же оказывает влияние линия угол наклона внешней силы относительно продольной оси трактора. Результаты численного эксперимента занесены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5. Боковое смещение y (м) центра масс трактора в зависимости от угла наклона внешней силы β

y (м)	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\beta=35^\circ$	0,05	0,12	0,22	0,34	0,47	0,65	0,863	1,07	1,33
$\beta=0^\circ$	0,03	0,05	0,1	0,16	0,21	0,3	0,39	0,48	0,6

2.6. Выводы по второй главе

1. Разработана математическая модель движения тракторного агрегата с учетом внешних сил со стороны рабочего орудия. Модель состоит из уравнений управляемого движения и уравнений неуправляемого сдвига под действием внешней внецентренной силы.

2. В силу малых рабочих скоростей и небольших боковых отклонений от прямолинейного курса уравнения движения записаны в виде криволинейных интегралов первого порядка.

3. Неуправляемый сдвиг под действием внешней внецентренной силы представляет собой скольжение в криволинейном движении. Силовые факторы в контакте движителя с грунтом сформированы на основе математической теории трения, где сила и момент трения являются функциями мгновенного центра скольжения.

4. Отсутствие относительного движения бортов позволило описать контакт гусеничного движителя с грунтом в виде единой площадки с разрывными пределами интегрирования. Малая ширина гусеницы, относительно её продольной базы машины, позволила заменить двойные интегралы на одинарные.

5. Анизотропия взаимодействия гусеницы с грунтом учтена с помощью разных коэффициентов сцепления и разным воздействием на грунт в продольном и поперечном направлении. Поперечно расположенные грунтозацепы в продольном направлении вначале сминают грунт с последующим его срезом, а в поперечном направлении срез грунта происходит сразу. В модели это учтено путем введения упругих свойств грунта в продольном направлении. Упругие свойства грунта учтены путём введения линейной зависимости продольного коэффициента трения от буксования, являющегося функцией радиуса кривизны траектории.

6. В результате однозначной зависимости предельного значения сдвигающей силы от линии ее действия построен годограф. Получено, что во всех случаях, когда внешняя сила не проходит через центр масс машины сдвиг

начинается при силах значительно меньше предела сцепления. Учет анизотропии позволил уточнить значения предельной сдвигающей силы до 20% в продольном направлении и до 7% в поперечном.

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛОВОГО РАВНОВЕСИЯ

Экспериментальная проверка теоретических положений является неотъемлемой частью решения любого исследования.

Эксперимент предназначен для исследования силового равновесия и оценки адекватности принятых ранее теоретических положений. Результатом данного эксперимента является оценка годографа предельной сдвигающей силы, построенного с учётом принятых допущений.

3.1. Методика эксперимента и объект исследования

Испытания проводились на полигоне испытательного центра НАТИ (г. Чебаркуль). Температура воздуха в момент испытаний составляла $+20^{\circ}\text{C}$, влажность – 50%.

В соответствии с планом эксперимент выполнялся в три этапа:

1. определение основных характеристик объекта исследования;
2. определение характеристик взаимодействия с грунтом;
3. исследования характеристик неуправляемого сдвига машины.

В качестве объекта испытаний был выбран тракторный агрегат на базе трактора Т-10 производства Челябинского тракторного завода (рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 – Рыхлительный агрегат на базе трактора Т-10

Масса тракторного агрегата замерялась путем взвешивания на весовом комплексе 422К100 и составила $m = 24,24$ тонн, что соответствует весу $mg =$

$24,24 \cdot 9,81 = 237,8$ кН. Габаритные характеристики тракторного агрегата дополнительно замерялись рулеткой с ценой деления 1 мм (рисунок 3.2).

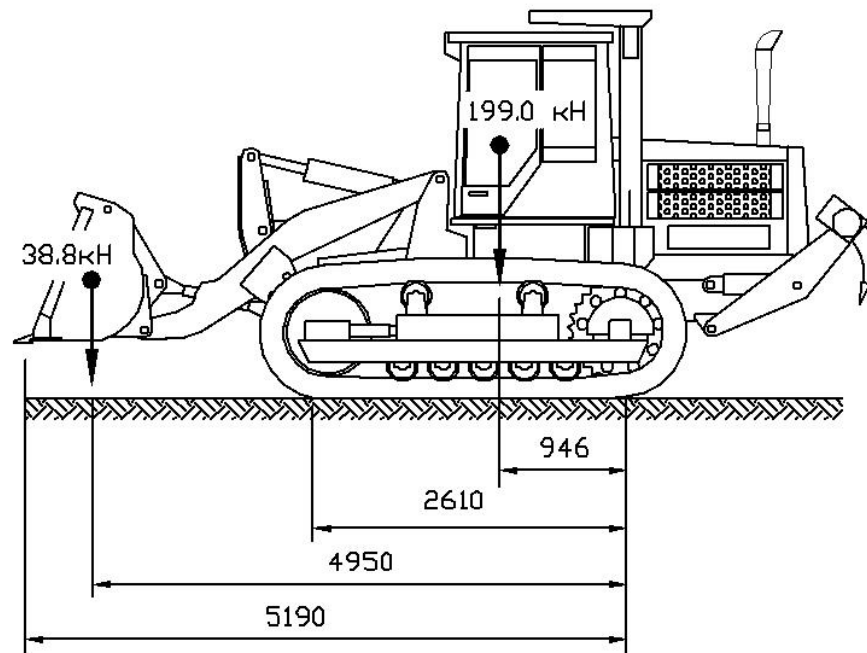


Рисунок 3.2 – Объект экспериментальных исследований

Габаритные размеры объекта исследования составили:

- длина опорной поверхности контакта с грунтом $L=2,61$ м;
- колея $B=1,877$ м;
- ширина гусеницы $b=0,498$ м.

3.2. Характеристики взаимодействия движителя с грунтом

Эксперимент проводился на суглинистом грунте, плотность которого составила 6-8 ударов по ударнику ДорНИИ на поверхности и 18-19 ударов на глубине грунтозацепов гусеницы.

Оценка погрешностей измеряемых величин выполнялась методами математической статистики. Точность величин, замеряемых с помощью осциллограмм (сопротивление перекачиванию, сцепление) оценивалось с помощью

критерия Стьюдента [118]. Границы математического ожидания Δx при доверительной вероятности 0,95 вычисляется по формуле:

$$\Delta x = t_b \sigma_m, \quad (3.1)$$

где σ_m – среднее квадратичное отклонение математического ожидания в опыте; t_b – решение уравнения:

$$2 \int_0^\beta S(t) dt - \beta = 0, \quad (3.2)$$

где S – плотность распределения Стьюдента.

3.2.1. Определение коэффициента сопротивления перекачиванию

Сопротивление перекачиванию гусеничного движителя учитывает внутренние потери (в гусеничном движителе) и внешние потери (на деформацию грунта). Общий коэффициент сопротивления перекачиванию f определялся путем деления замеренного крюкового усилия P_f на вес тракторного агрегата mg : $f = P_f / mg$. Крюковое усилие P_f замерялось путем буксировки трактора Т-10 со свободными гусеницами с помощью тензометрической лаборатории СДЛ-30, созданной на базе трактора ДЭТ-250. Движение осуществлялось по укатанной глинистой дорожке с горизонтальной поверхностью со скоростью 3 км/ч, соответствующей рабочей скорости трактора. Нагрузка на крюке обеспечивалась динамометрическим звеном (рисунок 3.3).



Рисунок 3.3 – Замер сопротивления перекачиванию

Результаты замеров усилий тензозвена отражались в виде осциллограммы на экране персонального компьютера измерительного комплекса МІС-400D производства НПП Мера (г. Королев Московская обл.), позволяющий в режиме реального времени производить обработку полученных данных. Структурная схема измерительной аппаратуры представлена на рисунке 3.4.

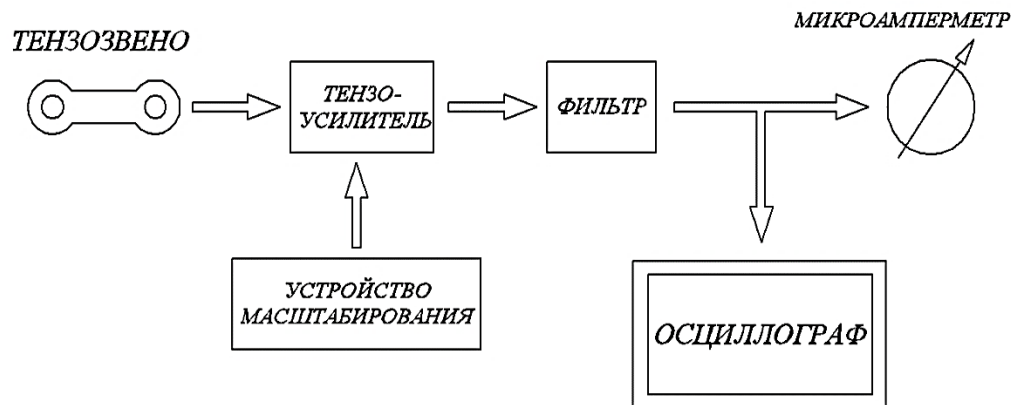


Рисунок 3.4 – Схема подключения измерительной аппаратуры

Модуль МІС-400D (рисунок 3.5) выполнен на основе сигма-дельта аналогово-цифрового преобразователя AD7730, управляемого цифровым сигнальным процессором ADSP2186 [64].



Рисунок 3.5 – Измерительный комплекс МІС-400D в кабине

Предварительно была проведена тарировка всей измерительной аппаратуры. Обработка данных осциллограмм осуществлялась в программном

комплексе WinПОС. Погрешность комплекса составляет 0,05%. Среднее значение усилия сопротивления перекачиванию составило $P_f = 28,5$ кН, разброс значений $P_f \pm 0,5\%$ (рисунок 3.6).

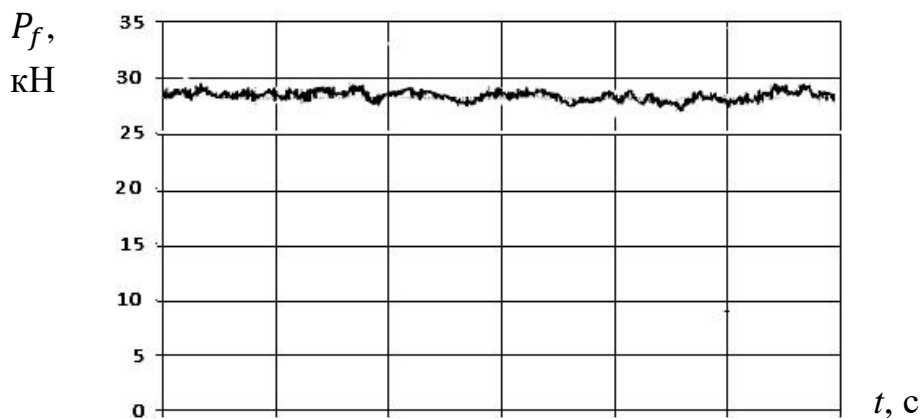


Рисунок 3.6 – Оциллограмма по замеру сопротивления перекачиванию

Среднее значение коэффициента сопротивления перекачиванию гусеничного трактора по грунтовой дороге составило $f \approx 0,12$.

3.2.2. Определение коэффициентов сцепления с грунтом

Гусеницы трактора Т-10 оснащены трёхгребневым башмаком с продольным расположением грунтозацепов, что обуславливает анизотропию взаимодействия. Поэтому эксперименты по замеру сцепления движителя с грунтом проводились в продольном и поперечном направлениях (рисунок 3.7).

Замер силы сцепления в продольном направлении F_y осуществлялся путем буксировки объекта испытаний при полностью заторможенных гусеницах. Эксперимент в продольном направлении повторялся три раза, в поперечном направлении – пять раз.

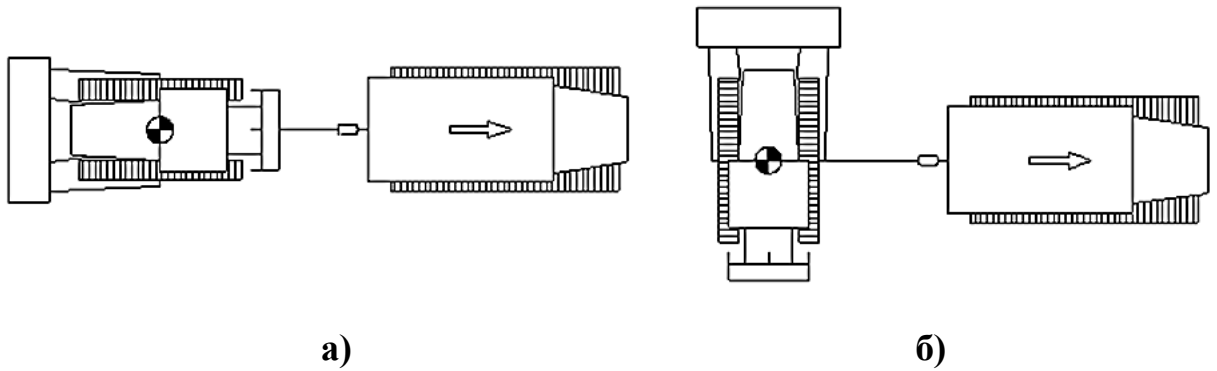


Рисунок 3.7 – Схема по замеру силы сцепления с грунтом: (а) в продольном направлении, (б) в поперечном направлении

Примеры осциллограмм приведены на рисунке 3.8.

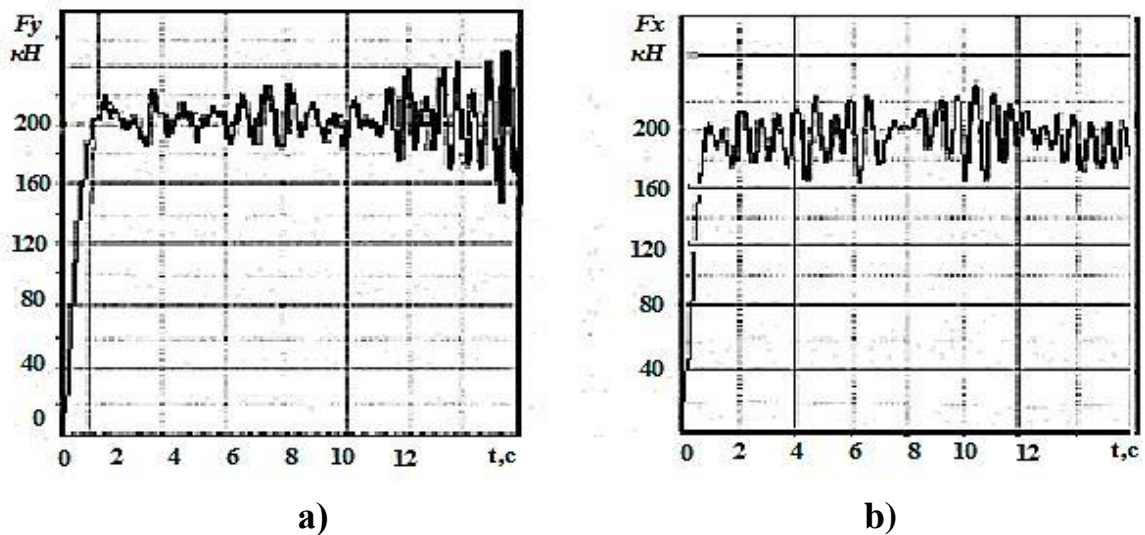


Рисунок 3.8 – Осциллограммы по замеру силы сцепления с грунтом: (а) в продольном направлении; (б) в поперечном направлении

Характер изменения касательного усилия на осциллограммах (рисунок 3.8) позволяет отметить два характерных участка:

- нарастание усилия до максимального значения,
- последующая стабилизация усилия.

Отсутствие участка срыва грунта соответствует рыхлому типу грунта.

Значения коэффициентов сцепления (удельных касательных сил) вычислялись по формулам:

$$\mu_x = F_x/mg, \quad \mu_y = F_y/mg, \quad (3.3)$$

где F_x, F_y – экспериментальные значения усилий, замеренные на тензозвене в поперечном и продольном направлении; mg – вес тракторного агрегата.

Средние значения максимальных замеренных усилий и соответствующие им коэффициенты сцепления в продольном μ_{xmax} и поперечном μ_{ymax} направлениях представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Экспериментальные значения максимальных усилий на тензозвене и соответствующие им коэффициенты сцепления

F_{ymax} (кН)	μ_{ymax}	F_{xmax} (кН)	μ_{xmax}
183	0,851	204	0,949
180	0,837	205	0,953
182	0,847	204	0,949
184	0,856	среднее	0,95*
185	0,860		
среднее	0,85*		

Данные таблицы 3.1 показали разные значения коэффициентов сцепления в продольном и поперечном направлениях, что подтверждает анизотропию взаимодействия гусеницы с грунтом.

3.2.3. Исследования мгновенно-вращательного сдвига

Сдвиг осуществлялся за счет внешней силы, приложенной к краю отвала (рисунке 3.9). Направление силы замерялось углом α к продольной оси трактора. При замере предельного усилия сдвига угол менялся в пределах $\alpha=0\dots90^{\circ}$.

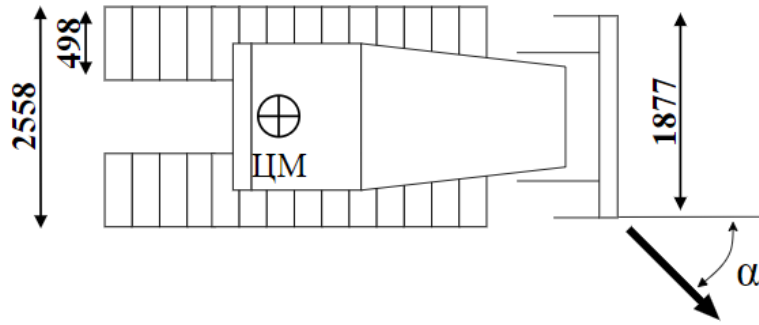


Рисунок 3.9 – Схема мгновенно-вращательного сдвига тракторного агрегата под действием внешней силы

Значения замеренных значений внешней сдвигающей силы фиксировалось на осциллограмму. Перед этим было определено положение центра масс тракторного агрегата и вычислен угол α , соответствующий направлению внешней силы, проходящей через центр масс машины. Геометрически этот угол составил $\alpha=18^{\circ}$. Экспериментально получено, что поступательный сдвиг наблюдался при угле $\alpha=21^{\circ}$, что полностью соответствует теоретическим расчетам, проведенным с учетом анизотропии взаимодействия (рисунок 3.10).

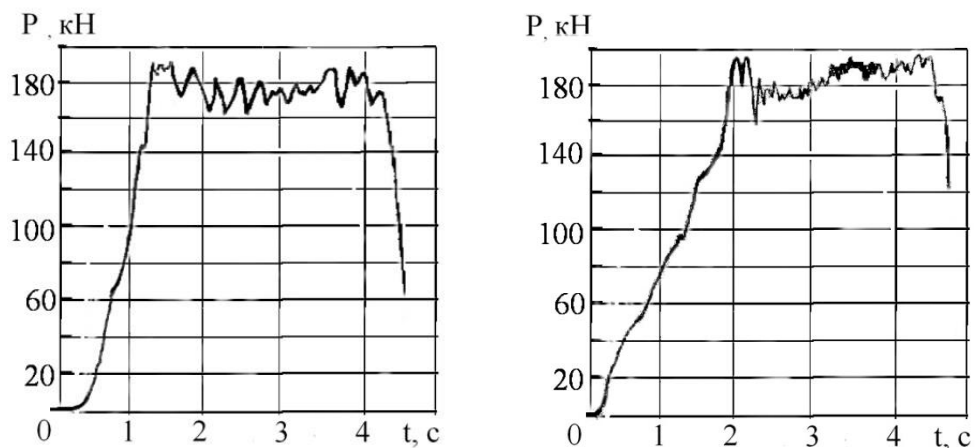


Рисунок 3.10 – Осциллограмма внешней силы при $\alpha=21^{\circ}$
(поступательный сдвиг)

Характер изменения внешнего усилия при поступательном и вращательном сдвиге принципиально отличаются. При поступательном сдвиге

внешнее усилие нарастает до своего предельного значения и далее остается практически постоянным.

Когда линия действия внешней силы не проходит через центр давлений трактора имеет место вращательный сдвиг. На осциллограммах внешней силы при вращательном сдвиге наблюдаются три характерных участка:

1. нарастание усилия до максимального значения, соответствующее началу сдвига;
2. снижение значения внешней силы, соответствующее изменению угла приложения силы (вращательное скольжение);
3. последующее нарастание, соответствующее сдвигу при новом положении внешней силы.

В качестве сдвигающей силы принимался первый выраженный максимум на осциллограмме. Для второго максимума не зафиксировано четкое направление внешней силы, потому его в расчет не принимали. Для каждого направления опыт повторялся не менее трех раз. Осциллограммы внешней силы при вращательном сдвиге представлены на рисунке 3.11-3.16.

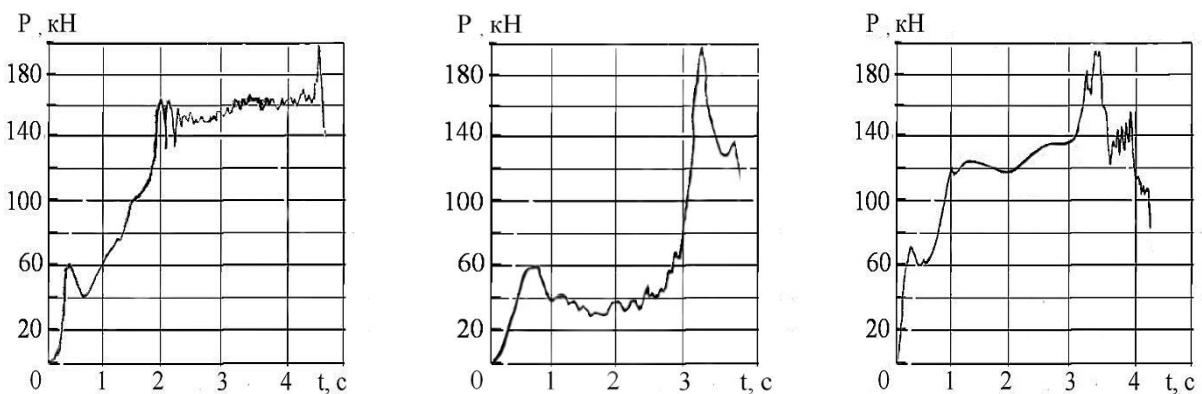
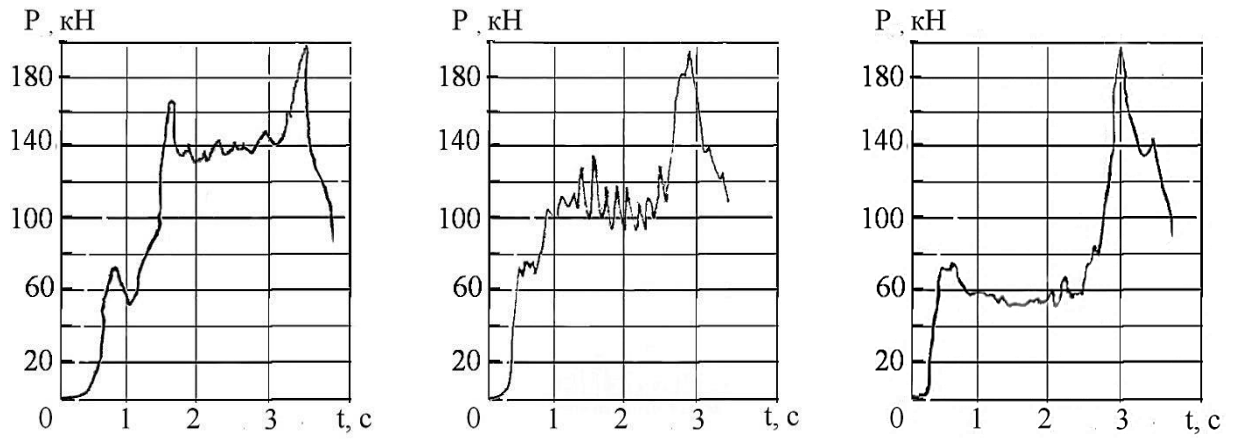
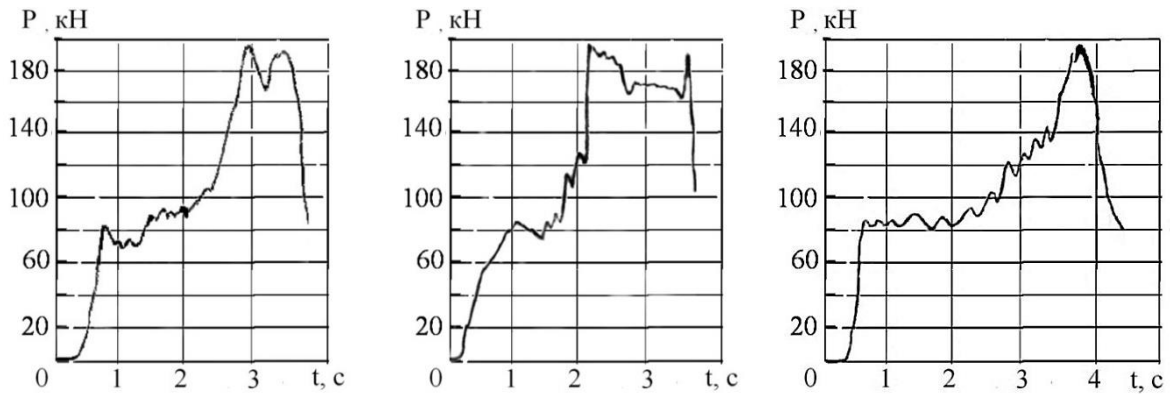
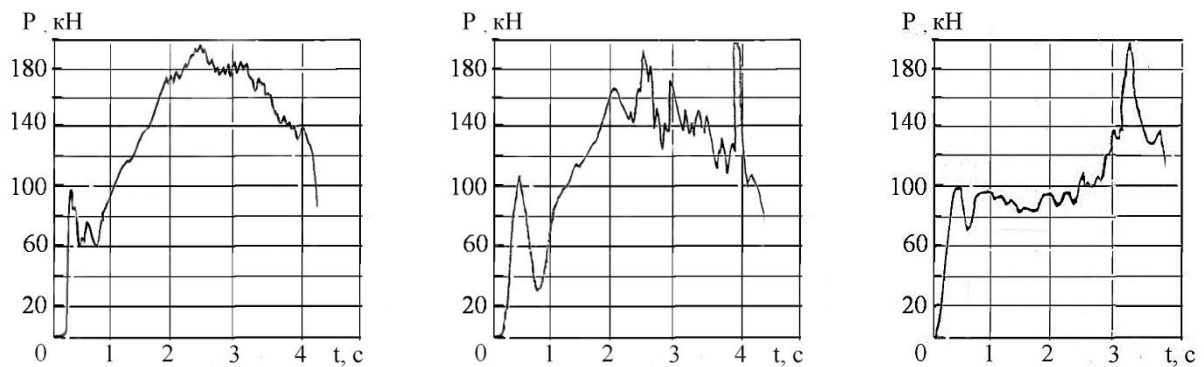


Рисунок 3.11 – Осциллограмма внешней силы при $\alpha=80^{\circ}$

Рисунок 3.12 – Осциллограмма внешней силы при $\alpha=60^0$ Рисунок 3.13 – Осциллограмма внешней силы при $\alpha=53^0$ Рисунок 3.14 – Осциллограмма внешней силы при $\alpha=0^0$

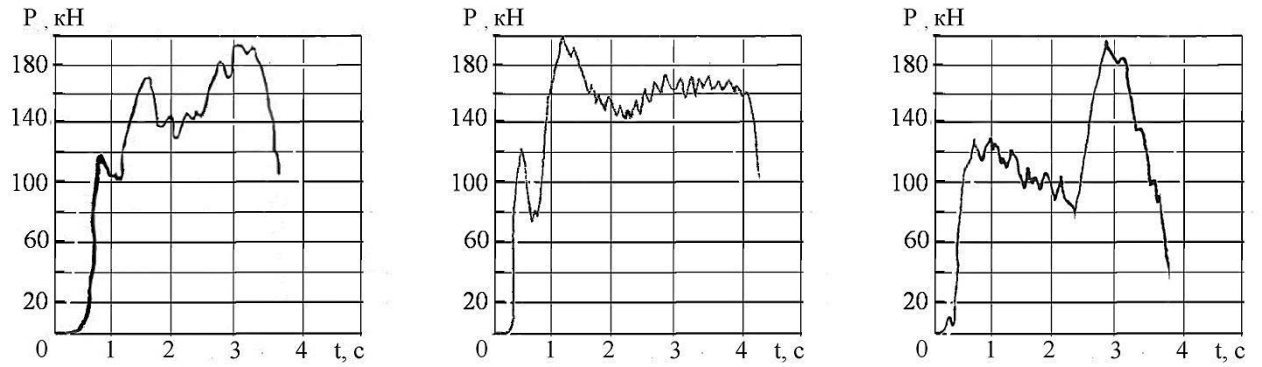


Рисунок 3.15 – Осциллограмма внешней силы при $\alpha=10^0$

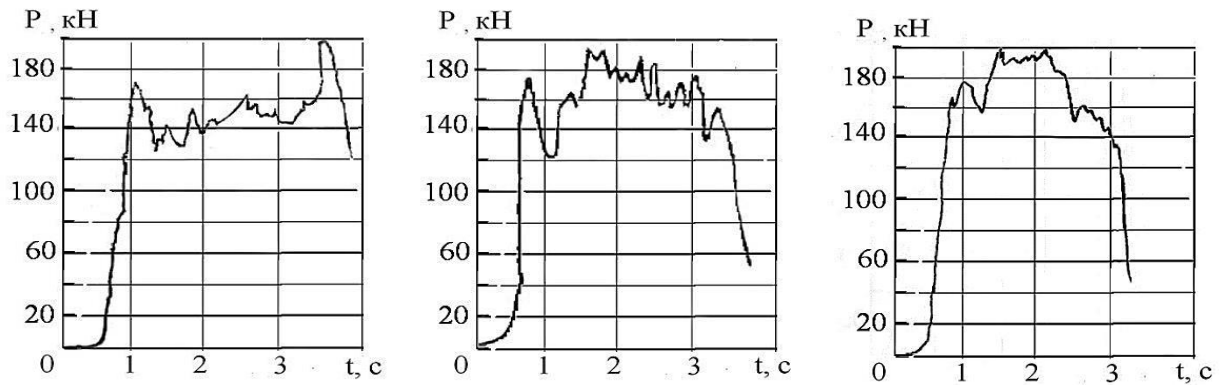


Рисунок 3.16 – Осциллограммы сдвигающей силы при $\alpha=26^0$

3.3. Оценка адекватности теоретических положений

Для оценки адекватности теоретических положений было проведено сравнение результатов натурального и численного экспериментов. Отклонение экспериментальных величин от теоретических предельной сдвигающей силы оценивалась относительной погрешностью:

$$\delta = \frac{\chi_{PЭ} - \chi_{PТ}}{\chi_{PЭ}} 100\% \quad (3.4)$$

где $\chi_{PЭ}, \chi_{PТ}$ – экспериментальное и теоретическое значение предельной сдвигающей силы (представлены в таблице 3.2).

Таблица 3.2. Оценка адекватности предельного значения сдвигающей силы

Угол α , (градус)	Экспериментальные значения (кН)				Расчетные значения* (кН)	Относительная погрешность* (%)
0°	99	105	100	101,3	102/108	1,7/5,9
10°	119	121	135	125	122,3/143	2,2/ 16,9
21°	190	198	194		193/216	1,5/11,9
26°	170	173	179	174	175,1/182	1,6/3,9
53°	72	73	72	72,3	75,3/82	6,0 /8,9
60°	66	68	67	67	69,1/71	3,0/2,7
80°	60	60	65	61,7	62,5/65	1,3/4,0

* в числителе стоит расчетное значение с учетом анизотропии взаимодействия, в знаменателе – расчетное значение без учета анизотропии взаимодействия.

Средние экспериментальные значения были наложены на теоретически построенный годограф предельной сдвигающей силы (рисунок 3.17).

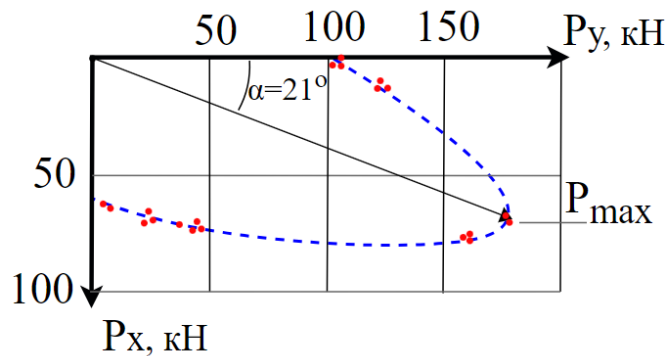


Рисунок 3.17 – Годограф сдвигающей силы:

----- теоретические значения; ●● экспериментальные значения

Отклонение экспериментальных значений от расчетных с учетом анизотропии взаимодействия не превысила 4%. В случае пренебрежением анизотропными свойствами расхождение расчетных и экспериментальных значений составило 16,9%. Таким образом, экспериментально подтверждено, что

уточненная математическая модель предельного сдвига улучшила сходимость на 12%.

3.4. Выводы по третьей главе

1. Экспериментально получены различные значения коэффициентов сцепления в продольной $\mu_x = 0,95$ и поперечной плоскости $\mu_y = 0,85$, что подтверждает анизотропию взаимодействия гусеницы с грунтом;

2. Проведены натурные эксперименты по силовому равновесию, подтвердившие однозначность зависимости предельного значения сдвигающей силы от линии ее действия, что позволило построить годограф сдвигающей силы.

3. Обработка осциллограмм внешней силы показала принципиально разный характер ее изменения в случае поступательного и вращательного сдвига.

4. Экспериментально зафиксировано, что поступательный сдвиг под действием силы, проходящей через центр масс машины, происходит при критическом угле $\alpha_{кр} = 21^\circ$, что на 4° больше его геометрического значения. Это подтверждает теоретические результаты о повороте годографа предельной сдвигающей силы за счет анизотропии взаимодействия в сторону наименьшего сцепления;

5. Экспериментально подтверждено, что, когда внешняя сила не проходит через центр тяжести машины, сдвиг начинается при силе значительно меньшей предела сцепления и представляет собой криволинейное движение. Расхождение экспериментальных и теоретических значений предельной сдвигающей силы не превысило 6% (без учета анизотропии расхождение составляет до 17%, - соответственно анизотропными свойствами пренебрегать не следует).

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ОТ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

На втором этапе экспериментальных исследований была проведена оценка курсовой устойчивости движения тракторного агрегата при воздействии внецентренного внешнего усилия. Результатом исследований являлся замер траектории движения и оценка отклонения от заданного прямолинейного курса в зависимости от внешней сдвигающей силы. Целью экспериментальных исследований являлась оценка адекватности математической модели движения тракторного агрегата с неуправляемым отклонением от заданного прямолинейного курса под действием внешней внецентренной силы.

4.1 Методика эксперимента

Натурные испытания проводилась на прямолинейной грунтовой дорожке, предварительно размеченной через каждые 10 метров. Внешнее сопротивление создавалась с помощью опытной самоходной лаборатории на базе ДЭТ-250. Лаборатория цеплялась к крайнему зубу рыхлителя, что обеспечивало внецентренную внешнюю силу (рисунок 4.1).

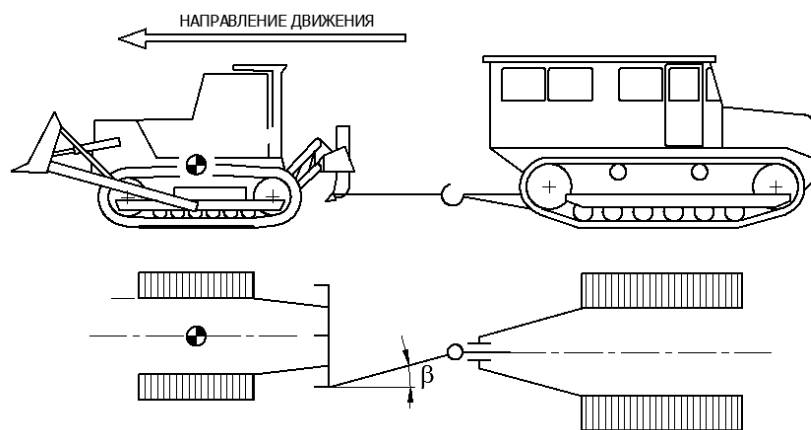


Рисунок 4.1 – Схема эксперимента по уводу трактора

В процессе эксперимента трактор двигался прямолинейно при неизменных управляющих параметрах. Движение тракторного агрегата осуществлялось на

низшей передаче с постоянной скоростью (0,39-0,45 м/с). Замер бокового отклонения Δu от намеченного прямолинейного направления производился в процессе движения путем установки фишек по краю гусеницы трактора. Замер линейных размеров проводился посредством рулетки с погрешностью измерения $\pm 0,5$ мм. Всего было проведено шесть опытов.

4.2 Замер внешней сдвигающей силы

Любая сила характеризуется тремя параметрами: модулем, направлением и точкой приложения. Точка приложения (крайний зуб рыхлителя) в процессе эксперимента оставалась неизменной и имела смещение 0,9 метра относительно продольной оси трактора.

Величина внешнего тягового сопротивления P записывалось на осциллограмму. Средние значения внешнего тягового сопротивления приведены в таблице 4.1. Лаборатория обеспечивала значение внешнего сопротивления в диапазоне от 20 до 100 кН, что составляет от 8 до 40% веса трактора.

Таблица 4.1. Экспериментальные значения внешнего тягового сопротивления P (кН) по мере движения

время (сек)	опыт 1	опыт 2	опыт 3	опыт 4	опыт 5	опыт 6
0	39,00	94,50	50,00	58,20	26,50	106,00
10	37,64	92,93	48,80	56,72	26,00	105,32
20	36,27	91,35	47,60	55,23	25,50	104,64
30	34,91	89,78	46,40	53,75	25,00	103,95
40	33,55	88,20	45,20	52,27	24,50	103,27
50	32,18	86,63	44,00	50,78	24,00	102,59
60	30,82	85,05	42,80	49,30	23,50	101,91

Таблица 4.1 Продолжение

время (сек)	опыт 1	опыт 2	опыт 3	опыт 4	опыт 5	опыт 6
70	29,45	83,48	41,60	47,82	23,00	101,91
80	28,09	81,90	40,40	46,33	22,50	100,55
90	26,73	80,33	39,20	44,85	21,00	99,86
100	25,36	78,75	38,00	43,37		99,18
110	24,00	77,18	36,80	41,88		98,50
120		75,60		40,40		97,18
130		74,03				95,86
140		72,45				
150		70,88				
160		69,30				
170		67,73				
180		66,15				
190		64,58				
200		63,00				
Среднее	31,5	78,8	43,4	49,3	24,2	102,3
(P/mg)100%	12,6	31,5	17,4	19,7	9,7	40,9

Согласно таблице 4.1. максимальное усилие сопротивления (≈ 100 кН, что составляет около 42% от веса трактора) наблюдалось в 6 опыте, а минимальное (≈ 25 кН, что составляет около 10% от веса трактора) – в 5 опыте.

Ранее было доказано, что для каждой линии действия имеется единственное значение предельной сдвигающей силы. Экспериментально направление линии действия внешнего усилия замерялось посредством угла β наклона каната относительно продольной оси трактора (рисунок 4.1). Замеры производились без остановки (по ходу движения). Погрешностью измерения составляла $\pm 0,5$ градуса. Значения углов приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Экспериментально замеренные значения углов наклона линии действия силы β (градусы) к продольной оси трактора

время t (сек)	опыт 2		опыт 3		опыт 4		опыт 6	
	x (м)	β	x (м)	β	x (м)	β	x (м)	β
0	0	-3	0	0,0	0,0	4,90	0	5,50
10	2,5	-2,25	4,55	0,65	4,17	4,98	3,18	5,68
20	5,0	-1,5	9,09	1,29	8,33	5,07	6,36	5,86
30	7,5	-0,75	13,64	1,94	12,50	5,15	9,55	6,05
40	10,0	0,0	18,18	2,58	16,67	5,23	12,73	6,23
50	12,5	0,75	22,73	3,23	20,83	5,32	15,91	6,41
60	15,0	1,5	27,27	3,87	25,00	5,40	19,09	6,59
70	17,5	2,25	31,82	4,52	29,17	5,48	22,27	6,77
80	20,0	3,0	36,36	5,16	33,33	5,57	25,45	6,95
90	22,5	3,75	40,91	5,81	37,50	5,65	28,64	7,14
100	25,0	4,5	45,45	6,45	41,67	5,73	31,82	7,32
110	27,5	5,25	50,0	7,10	45,49	5,82	35,00	7,50
120	30,0	6,0			50,00	5,90	38,18	7,68
130	32,5	6,75					40,00	7,80
140	35,0	7,5						
150	37,5	8,25						
160	40,0	9,0						
170	42,5	9,75						
180	45,0	10,5						
190	47,5	11,25						

4.3 Замер бокового отклонения от заданной траектории

Геометрия движения представлена на рисунках 4.2-4.4.

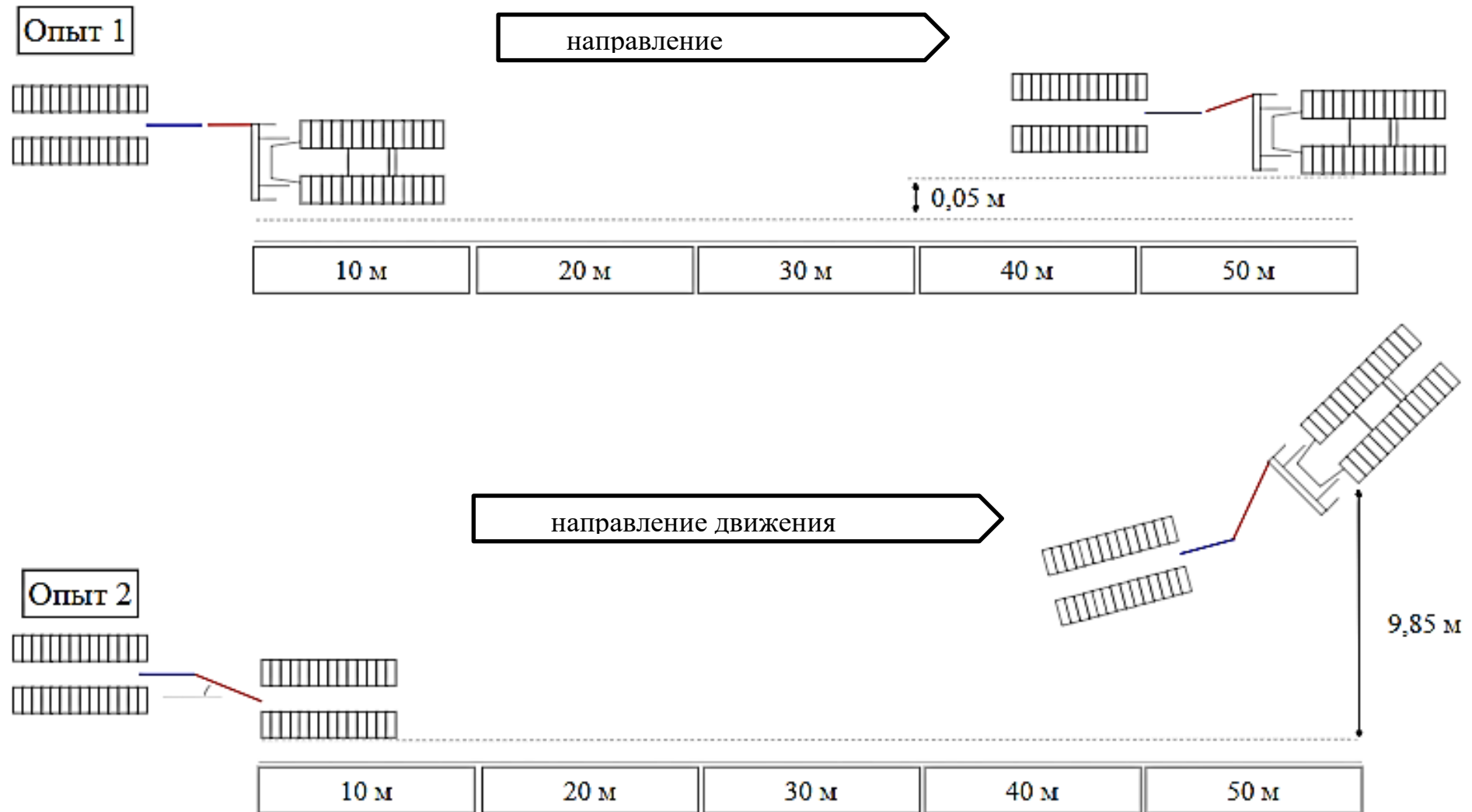


Рисунок 4.2 – Геометрия движения (опыт 1 и 2)

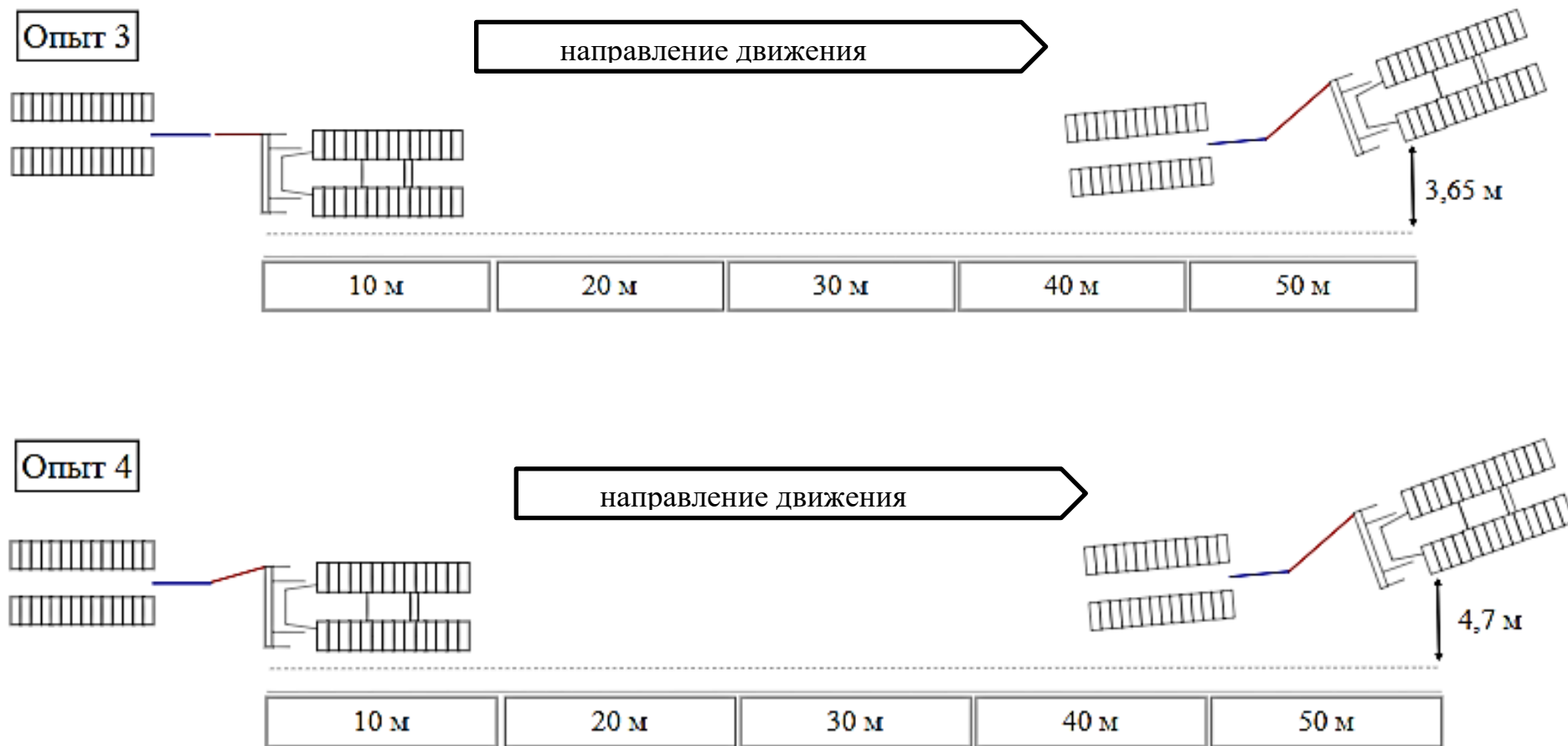


Рисунок 4.3 – Геометрия движения (опыт 3 и 4)

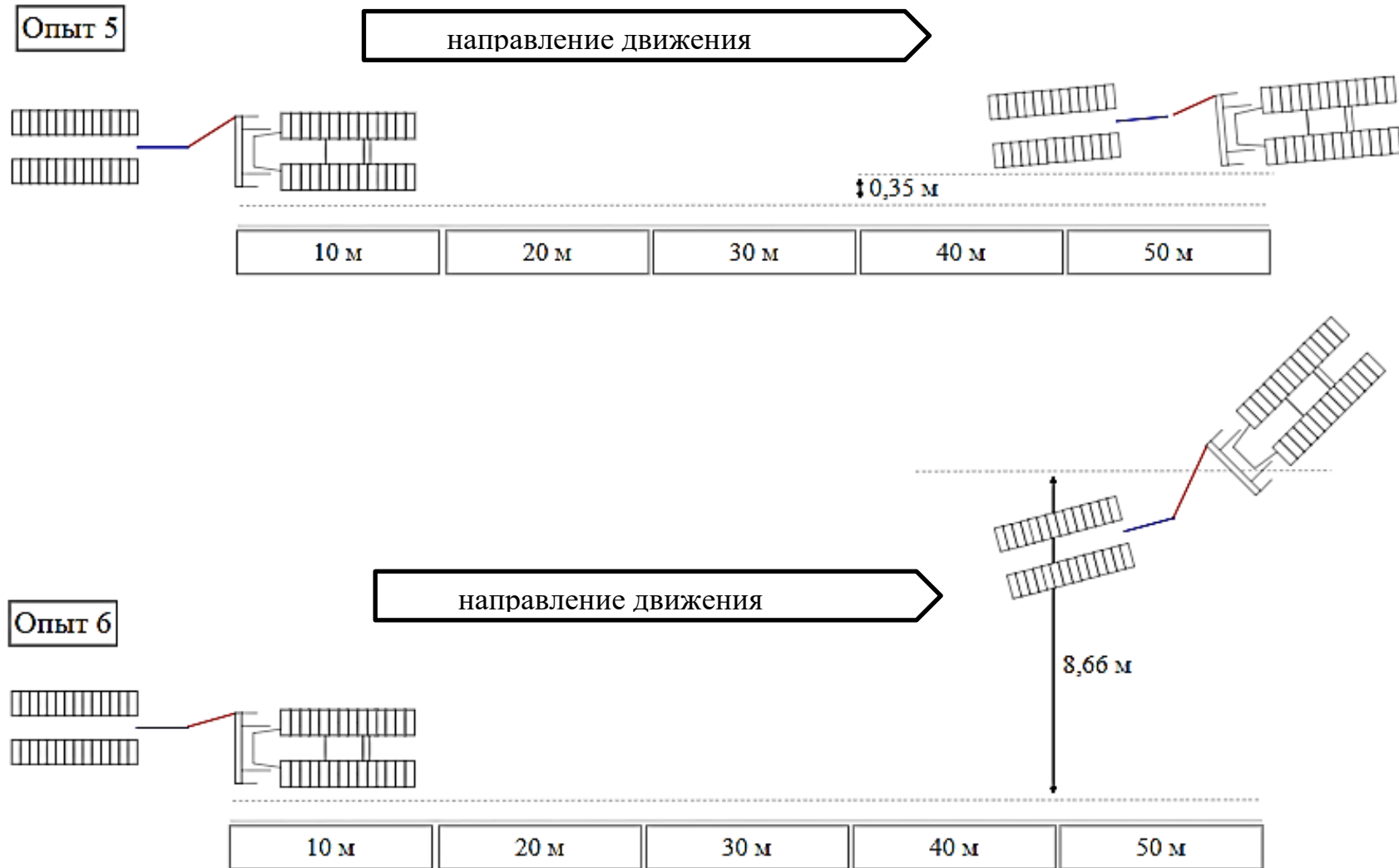


Рисунок 4.4 – Геометрия движения (опыт 5 и 6)

Экспериментально замеренные значения бокового отклонения от прямолинейного курса представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3. Экспериментальные значения бокового отклонения Δy (м)

$(P/mg)100\%$	12,6	31,5	17,4	19,7	9,7	40,9
путь (м)	опыт 1	опыт 2	опыт 3	опыт 4	опыт 5	опыт 6
10	0,0	0,35	0,10	0,19	0,12	0,60
20	0,0	0,85	0,40	0,60	0,25	1,58
30	0,05	2,25	0,94	1,40	0,35	4,05
40		4,95	2,00	2,75		8,66
50		9,85	3,65	4,70		

Из данных таблицы 4.3. видно, что из шести проведенных опытов в двух из них боковое отклонение практически отсутствует. Отклонение в опыте 1 не превысило 5 сантиметров за 30 метров пройденного пути, а в опыте 5 – всего 35 сантиметров соответственно за тот же путь. Поэтому эти опыты из обработки были исключены.

По экспериментальным данным были построены аппроксимирующие кривые траектории движения трактора. Близость экспериментальных результатов к аппроксимирующей кривой при нелинейной зависимости оценивалась коэффициентом Пирсона R^2 :

$$R^2 = 1 - \frac{\sigma_y^2}{\sigma_a^2}, \quad (4.1)$$

где σ_y , σ_a – условная и абсолютная дисперсии.

Все кривые аппроксимируются полиномом третьего порядка с коэффициентом Пирсона $R^2 \geq 0,998$. Использование полиномов третьего порядка подтверждает, что радиус кривизны траектории является величиной переменной. Отклонение δ экспериментальных значений от кривой тренда оценивалось по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta y_{\text{э}} - \Delta y_{\text{т}}}{\Delta y_{\text{э}}} 100\%, \quad (4.2)$$

где $\Delta y_{\text{э}}$, $\Delta y_{\text{т}}$ – экспериментальное и трендовое значение бокового отклонения.

Аппроксимирующие кривые и значения отклонений экспериментальных данных от линии тренда приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4. Значения экспериментально замеренных и рассчитанных по линии тренда значений бокового отклонения Δy (м)

путь (м)	10	20	30	40	50
Опыт 2 (линия тренда $\Delta y = 0,0001x^3 - 0,0023x^2 + 0,0474x$)					
Эксперимент	0,35	0,85	2,25	4,95	9,85
Тренд	0,34	0,83	2,05	4,62	9,12
Отклонение %	1,7	2,6	8,8	6,7	7,4
Опыт 3 (линия тренда $\Delta y = 0,00002x^3 + 0,0003x^2 + 0,0045x$)					
Эксперимент	0,10	0,40	0,94	2,00	3,65
Тренд	0,09	0,37	0,95	1,94	3,48
Отклонение %	5,0	7,5	0,5	3,0	4,8
Опыт 4 (линия тренда $\Delta y = 0,00002x^3 + 0,0005x^2 + 0,011x$)					
Эксперимент	0,19	0,60	1,40	2,75	4,70
Тренд	0,18	0,58	1,32	2,52	4,30
Отклонение %	5,3	3,3	5,7	8,4	8,5
Опыт 6 (линия тренда $\Delta y = 0,0002x^3 - 0,0049x^2 + 0,0906x$)					
Эксперимент	0,60	1,58	4,05	8,66	
Тренд	0,62	1,45	3,71	8,58	
Отклонение %	2,7	8,1	8,4	0,9	

Максимальные отклонения не превышают 8,8%, что подтверждает качество проведения эксперимента. Экспериментальные значения точек траектории движения трактора и соответствующие им аппроксимирующие кривые приведены на рисунке 4.5.

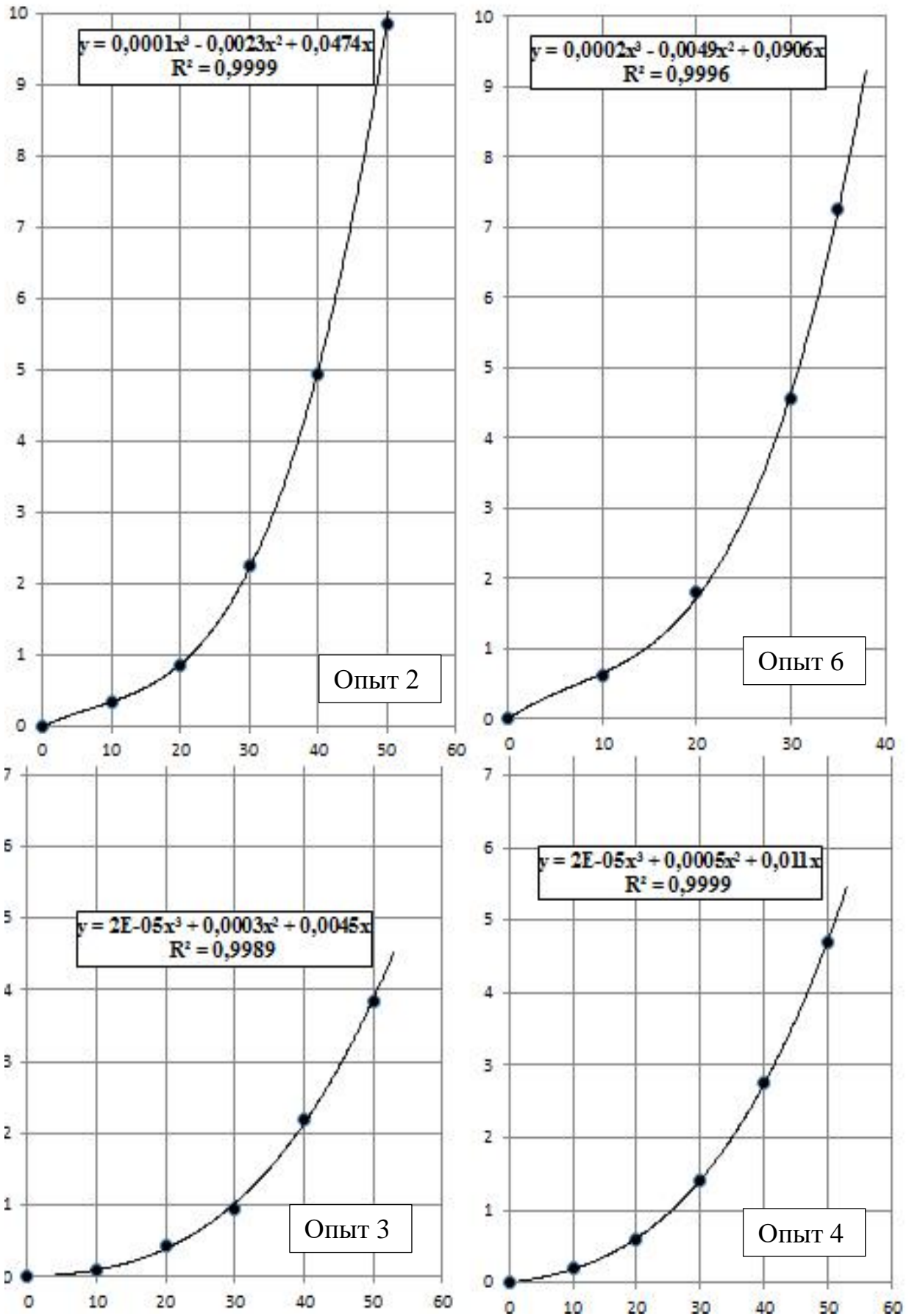


Рисунок 4.5 – Экспериментальные траектории движения трактора с внецентренной внешней нагрузкой

4.4 Оценка адекватности математической модели

Основной целью экспериментальных исследований была оценка адекватности математической модели.

В качестве исходных данных для модели использовались экспериментальные значения:

- массово-габаритные характеристики трактора Т-10 (п.3.1);
- коэффициенты сцепления гусеничного движителя с грунтом ($\mu_x = 0,95$; $\mu_y = 0,85$);
- координаты точки приложения внешней крюковой нагрузки относительно центра масс ($l_x = 2,4$ м – вдоль машины, $l_y = 0,9$ м);
- значение внешней нагрузки P (Н) и угол линии действия внешней нагрузки с продольной осью трактора β (рад) (таблицы 4.1-4.2).

Поскольку значения P и β являются величинами переменными, то в качестве исходных данных использовались средние значения, замеренные в процессе эксперимента через каждые 10 метров. Расчет повторялся для каждого значения.

Результатом расчета стало построение траектории движения трактора. Расчетные и экспериментальные траектории движения трактора приведены на Рис. 4.6–4.7.

Оценка адекватности математической модели проводилась по критерию бокового отклонения трактора Δy . Результаты сравнения представлены в таблице 4.5.

Результаты таблицы показывают, что расхождение между расчетными и экспериментальными значениями не превышает 5,5%, что находится в пределах погрешности самого эксперимента. Это подтверждает хорошую сходимость результатов и соответствует адекватности предложенной математической модели.

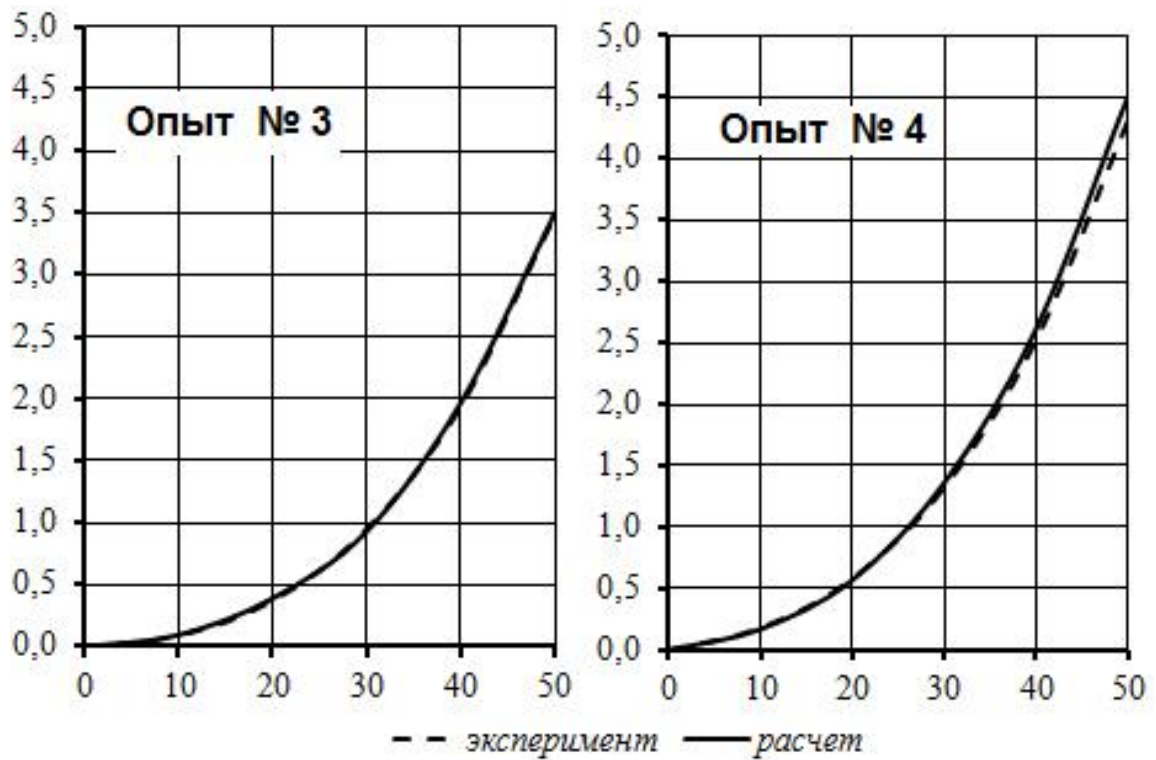


Рисунок 4.6 – Экспериментальная и расчетная траектории в опытах №3 и №4

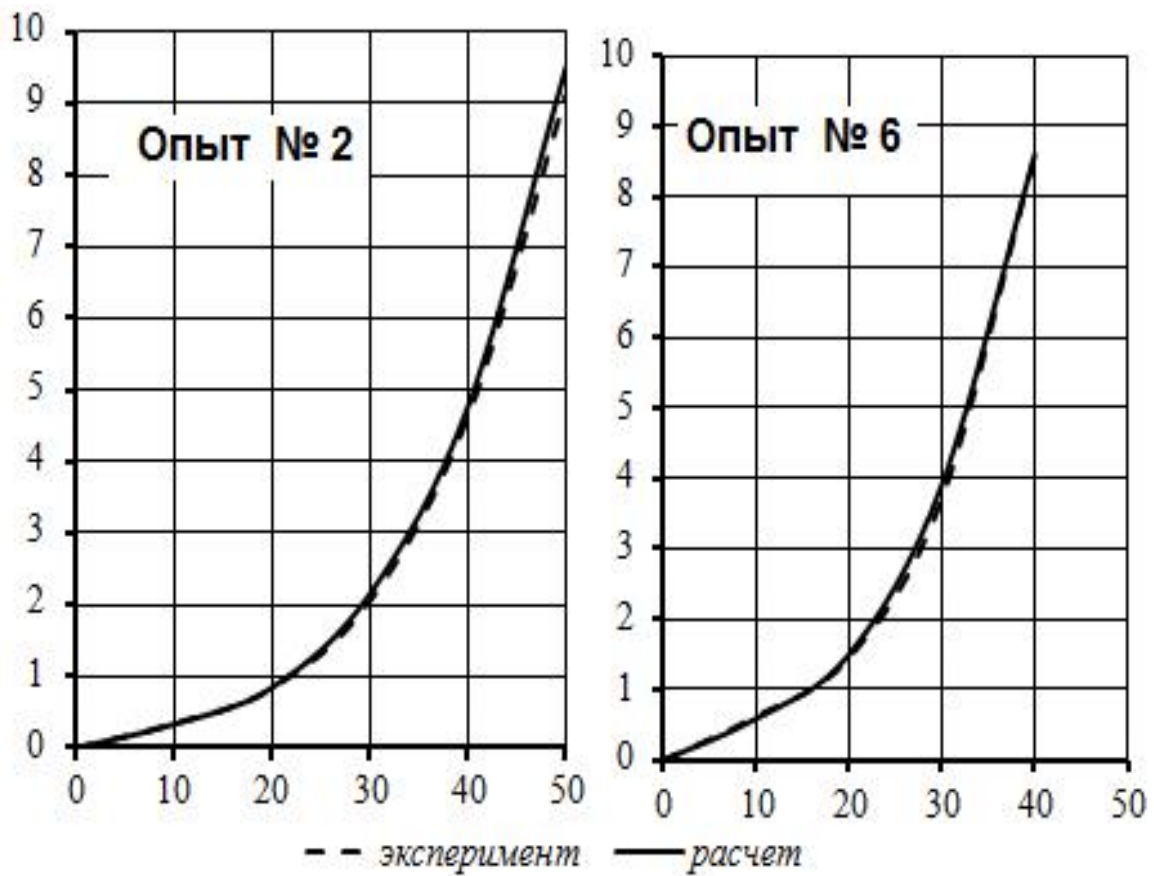


Рисунок 4.7 – Экспериментальная и расчетная траектории в опытах №2 и №6

Таблица 4.5. Значения экспериментальных и теоретических значений бокового отклонения Δy (м)

путь (м)	10	20	30	40	50
Опыт 2					
Эксперимент	0,34	0,83	2,05	4,62	9,12
Расчет	0,33	0,84	2,15	4,76	9,5
Отклонение %	2,9	1,2	4,9	3,0	4,2
Опыт 3					
Эксперимент	0,09	0,37	0,95	1,94	3,48
Расчет	0,09	0,39	0,93	1,97	3,5
Отклонение %	0	5,4	2,1	3,6	5,2
Опыт 4					
Эксперимент	0,18	0,58	1,32	2,52	4,3
Расчет	0,17	0,57	1,36	2,61	4,5
Отклонение %	5,5	1,7	3,0	3,6	4,7
Опыт 6					
Эксперимент	0,62	1,45	3,71	8,58	
Расчет	0,59	1,50	3,91	8,60	
Отклонение %	4,8	3,4	5,4	0,2	

4.5 Выводы по четвёртой главе

1 Экспериментально подтверждено, что отклонение от заданного курса имеет место только в случае, когда внешняя сила достигает своего предельного значения. Из шести опытов в двух опытах, где внешнее сопротивление не превышало 12,5% веса трактора, боковое отклонение отсутствовало;

2 При управляемом прямолинейном движении и действии внешней внецентренной нагрузки экспериментальные траектории являются криволинейными, что подтверждает теоретическое положение о

неуправляемом мгновенно-вращательном скольжении, вызванным силой со стороны рабочего орудия;

3 Экспериментальные траектории движения аппроксированы полиномами третьего порядка, что подтверждает переменный радиус кривизны и квазистатичность математической модели. Максимальные отклонения экспериментальных значений от линий тренда не превысили 8,8%, что соответствует хорошему качеству проведения эксперимента;

4 Адекватность математической модели оценивалась по величине бокового отклонения. Расхождение между расчетными и экспериментальными значениями не превысили 5,5%, что находится в пределах погрешности самого эксперимента и подтверждает адекватность модели.

ГЛАВА 5 ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

5.1 Расчет траекторий движения пахотного тракторного агрегата

Поскольку наибольшую актуальность отклонение от прямолинейного движения имеют сельскохозяйственные машинно-тракторные агрегаты, то на основе разработанного программного комплекса [37] были проведены расчеты траектории движения с оборотным плугом (рисунок 5.1).

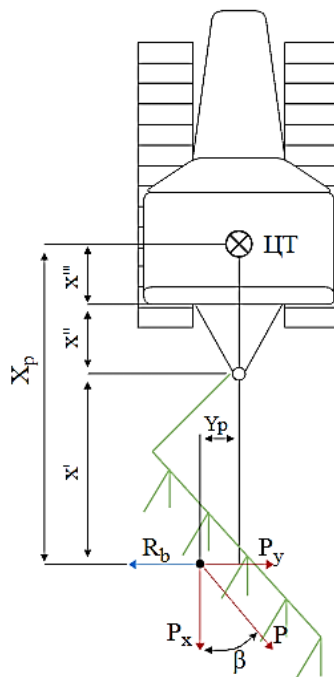


Рисунок 5.1 – Расчётная схема для расчета отклонения сельхозтрактора от прямолинейной траектории за счет сил на плуге

Продольная координата внешней силы на рабочем орудии определялась:

$$X_p = x' + x'' + x''', \quad (5.1)$$

где x' - расстояние от точки крепления плуга к трактору до точки приложения результирующей внешней силы со стороны грунта; x'' - расстояние от звездочки трактора до точки крепления рабочего оборудования; x''' - расстояние от звездочки трактора до центра тяжести трактора.

В качестве базовых машины были выбраны три отечественных трактора различных тяговых классов, наиболее широко используемых в России: Т-70, ДТ-75 и ТГ-130 (рисунок 5.2). Технические характеристики тракторов представлены в таблице 5.2.



Рисунок 5.2 – Гусеничные сельскохозяйственные трактора, выбранные для расчета: а) Т-70; б) ДТ-75; в) ТГ-150

Таблица 5.2 Технические характеристики тракторов

Трактор	Масса трактора, кг	Ширина гусеницы, м	Колея	База	x'' , м	x''' , м
Т-70	4160	0,2	1,35	1,895	0,78	1,2
ДТ-75	5700	0,39	1,33	1,612	0,96	1,05
ТГ-150	8500	0,4	1,33	1,8	0,87	1,1

В качестве рабочих орудий были рассмотрены плуги фирмы «Русич» (рисунок 5.3). Технические характеристики плугов представлены в таблице 5.3

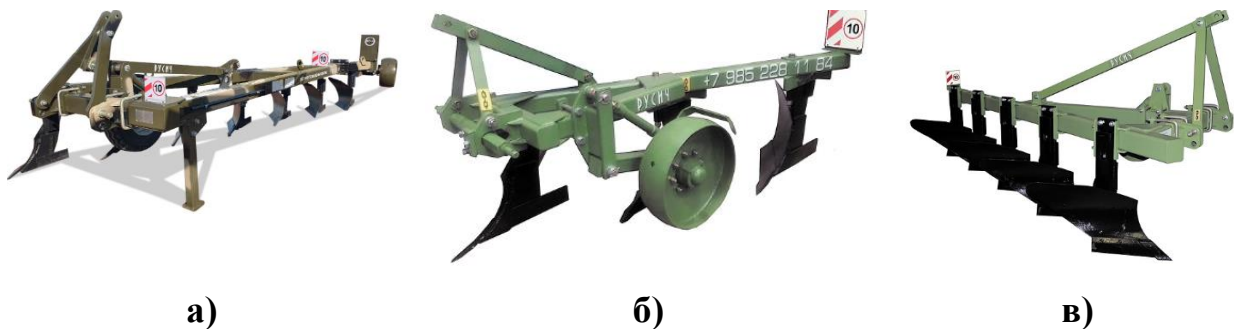


Рисунок 5.3 – Плуги, выбранные для расчёта: а) ПНУУ 6х35; б) ПНУУ 3х35; в) ПНУУ 5х35

Таблица 5.3 Технические характеристики плугов

Плуг	Ширина захвата, м	Число корпусов	Масса, кг	x' , м
ПНУУ 3х35	1,05	3	490	0,34
ПНУУ 5х35	1,75	5	1050	0,96
ПНУУ 6х35	2,1	6	1515	1,22

Тяговое сопротивление плуга рассчитывалось согласно формуле В.П. Горячкина [29, 72, 74, 99]:

$$P = fG_{nl} + k_n \omega B_{nl} + \varepsilon h B_{nl} V^2 \quad (5.2)$$

где $f = 0,5$ – коэффициент трения плуга о дно и стенку борозды; $G_{nl} = 9,81m_{nl}$ – вес плуга (Н); k_n – удельное сопротивление почвы (Н/см²); $h = 30$ см – глубина вспашки; B_{nl} – ширина захвата плуга зависит от числа корпусов плуга (см) [60, 73]; $\varepsilon = 1,5$ – коэффициент динамичности; $V = 10$ м/с – рабочая скорость тракторного агрегата при пахоте.

Удельное сопротивление почвы k_n зависит от типа возделываемой почвы [23] и определяется экспериментально путем динамометрирования (таблица 5.4).

Таблица 5.4. Значения удельного сопротивления (кПа)

Вид вспашки	Тяжелые суглинки	Средние суглинки	Легкие суглинки	Супесчанники	Песчаные почвы
Пахота невзлущенной стерни	52,96-	47,07-	43,15-	39,23-	32,36-
	58,84	50,90	46,09	42,17	37,27
Пахота взлущенной стерни	49,03-	40,21-	38,25-	34,32-	28,44-
	53,94	47,07	42,17	39,23	34,32

Таблица 5.4. Продолжение

Вид вспашки	Тяжелые суглинки	Средние суглинки	Легкие суглинки	Супесчанники	Песчаные почвы
Перепашка пара	45,11-	39,23-	35,30-	31,38-	26,48-
	51,98	45,11	39,23	36,28	31,38
Вспашка льнища	50,99-	44,13-	40,21-	36,28-	28,44-
	55,90	48,05	44,13	40,21	35,30
Вспашка люпина	50,01-	45,11-	40,21-	36,28-	28,44-
	53,94	49,03	44,13	40,21	35,30
Вспашка однолетней залежи	58,84-	52,96-	49,03-	44,13-	38,25-
	64,72	57,86	52,96	49,03	43,15
Вспашка клеверища после двухлетнего пользования	65,70-	59,82-	53,94-	48,05-	42,17-
	72,57	63,74	58,84	51,98	48,05

Результаты тягового сопротивления в зависимости от ширины захвата для среднего суглинка представлены в таблице 5.5

Таблица 5.5 Тяговое сопротивление расчетных плугов

Плуг	$B_{пл}$, м	$m_{пл}$, кг	P , Н
ПНУУ 3х35	1,05	490	7506,5
ПНУУ 5х35	1,75	1050	13655,3
ПНУУ 6х35	2,10	1515	17637,1

Согласно информации, предоставленной от компаний-производителей, угол наклона лемешной поверхности составляет $\beta = 22^\circ$. Расчёт проводился в программе патент №2020615467 (приложение Б) [37]. В результате были построены траектории движения тракторных агрегатов при пахоте, подтверждающие отклонение от прямолинейной траектории (рисунки 5.4-5.6).

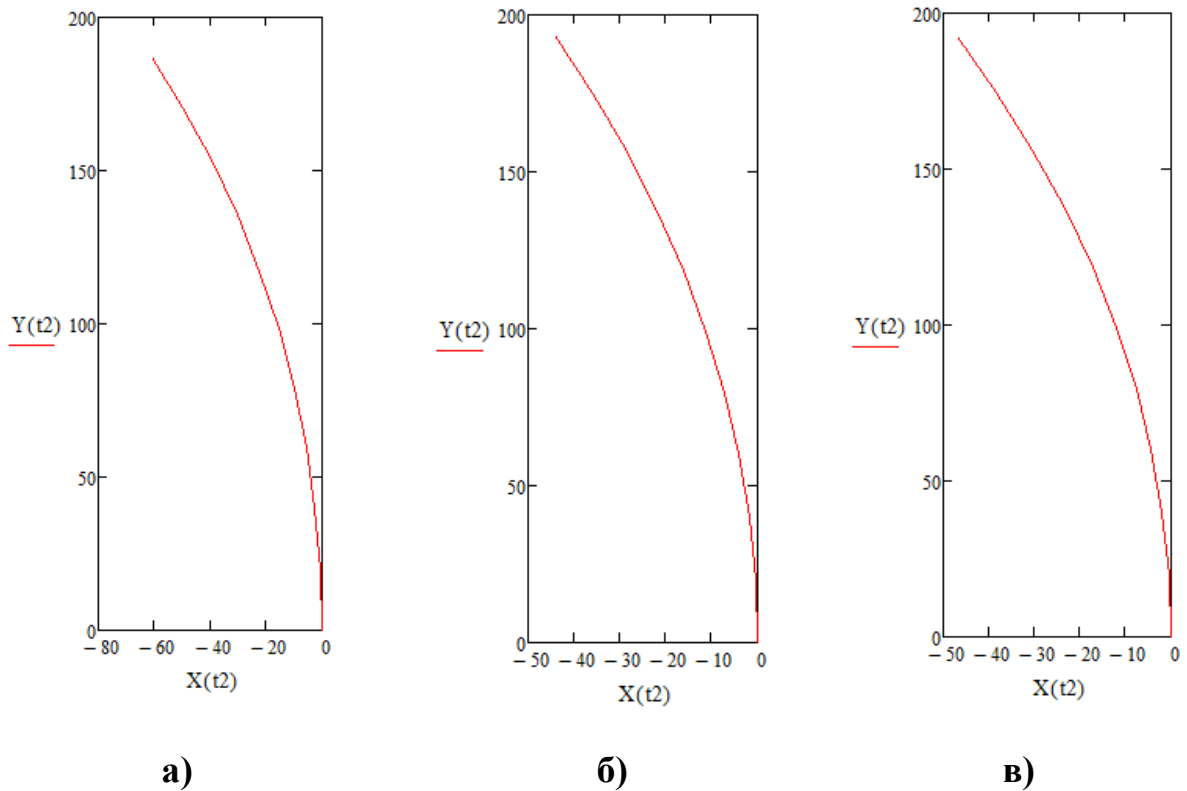


Рисунок 5.4 – Траектории движения машинно тракторного агрегата в составе трактора ДТ75 с плугом а) ПНУ 3х35 б) ПНУ 5х35 в) ПНУ 6х35

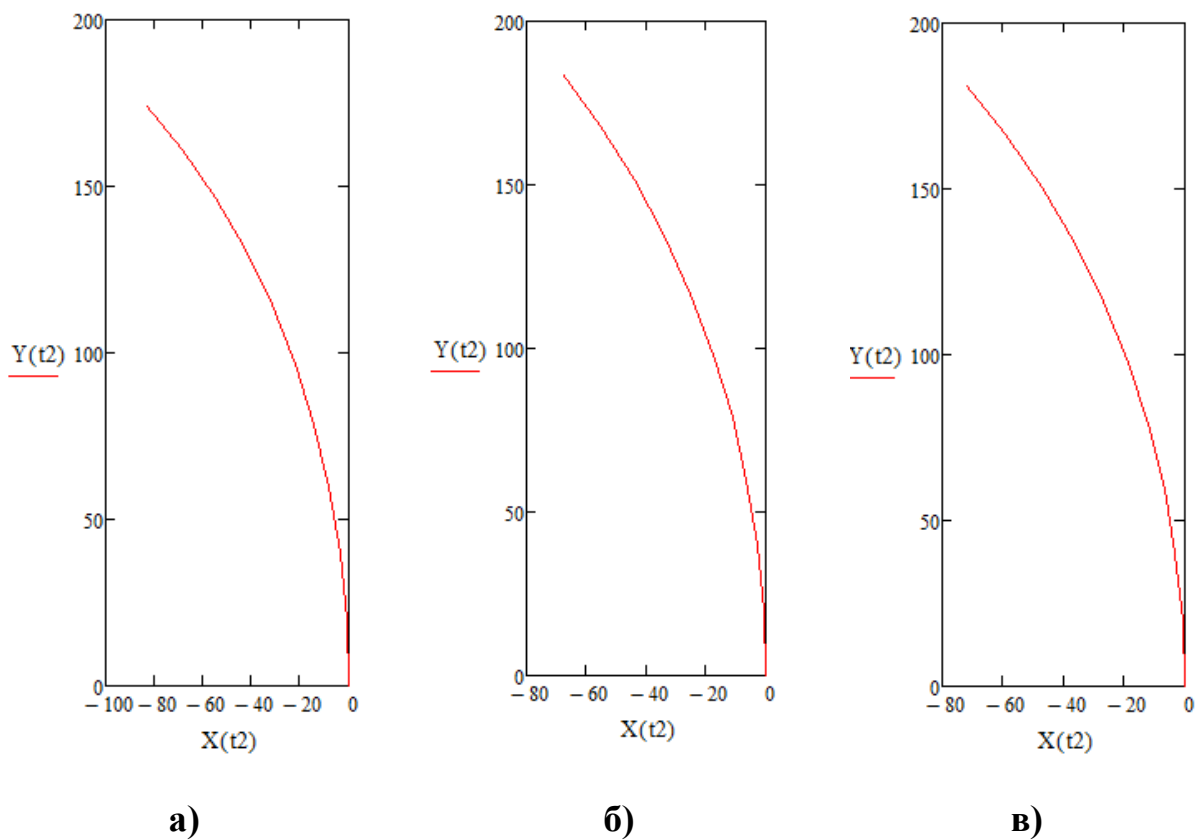


Рисунок 5.5 – Траектории движения машинно тракторного агрегата в составе трактора Т70 с плугом а) ПНУ 3х35 б) ПНУ 5х35 в) ПНУ 6х35

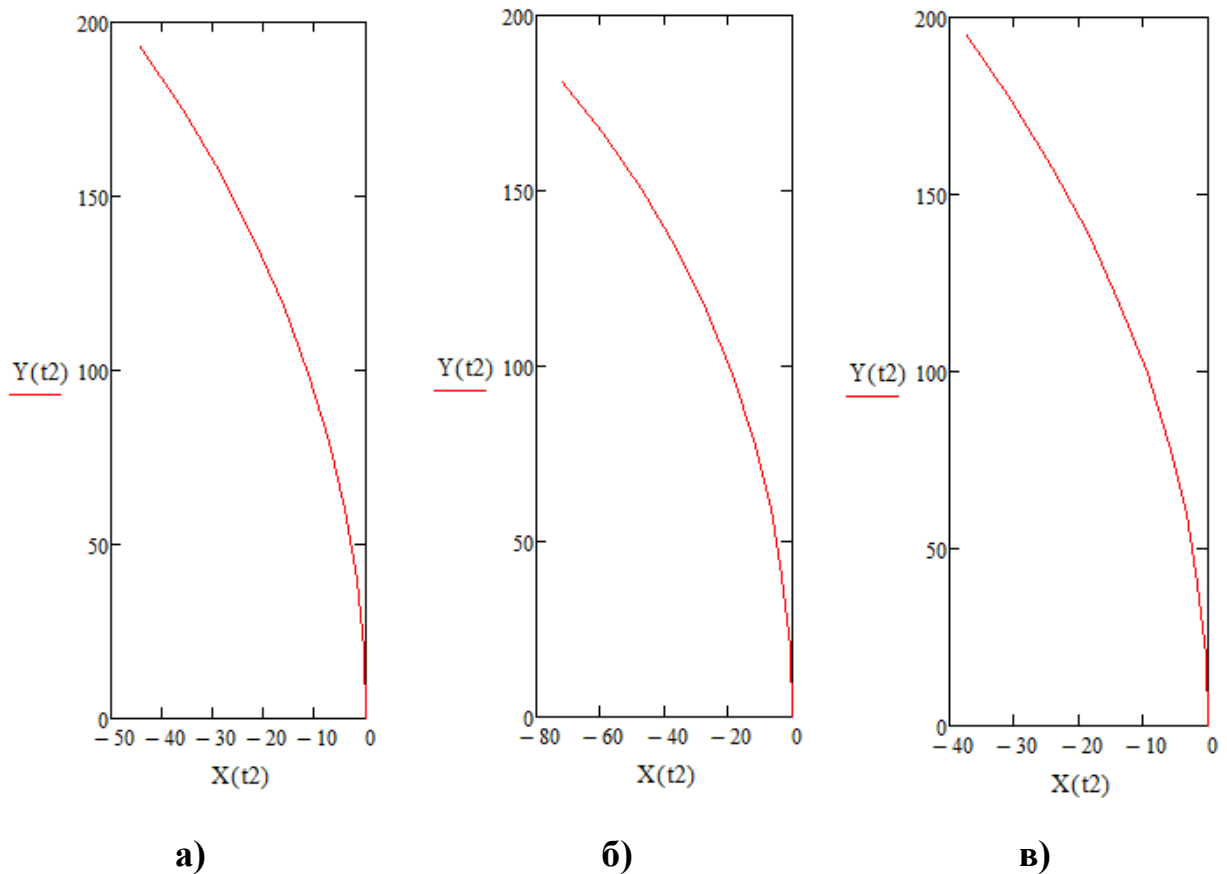


Рисунок 5.6 – Траектории движения машинно тракторного агрегата в составе трактора ДТ150 с плугом а) ПНУ 3х35 б) ПНУ 5х35 в) ПНУ 6х35

5.2 Стабилизация курсовой устойчивости тракторного агрегата

Вопросы стабилизации прямолинейного движения машинно-тракторного агрегата при выполнении им технологического процесса являются актуальными. Существуют различные мероприятия, позволяющие влиять на курсовую устойчивость трактора (рисунок 5.7):

- рекомендации о совместимости механизмов и машин;
- различные конструктивные решения;
- квалификационные решения (оператора);
- автоматизированные системы.



Рисунок 5.7 – Решения в области сохранения курсовой устойчивости

Рекомендации о совместимости механизмов и машин использовались еще при создании типажа, который представлял собой таблицу соответствия тягового класса трактора и используемого рабочего орудия (Таблица 5.5).

Таблица 5.5. Рекомендации по агрегатированию гусеничных сельскохозяйственных тракторов разных тяговых классов

Марка трактора	Тяговый класс	Средняя масса (т)	Тяговое усилие (кН)	Число корпусов	Ширина плуга (м)
ДТ-75, Т-150	3	6,3	27-36	4-5	1,4-2,25
Т-4А, ХТЗ-201	4	<7,9	36-45	5-6	1,75-2,1
Т-501	5	<11,6	45-54	8-9	2,1-3,5
Т-130М	6		54-63		

Появились рекомендации по креплению рабочего орудия к базовой машины, направленные на снижение негативного воздействия сол

сопротивления на курсовую устойчивость машинно-тракторного агрегата [18, 28, 88]. В силу ряда экономических причин (нехватка тракторов нужного класса, появление новых рабочих орудий и др.) эти рекомендации не всегда выполняются.

Для решения поставленной проблемы сохранения курсовой устойчивости разработаны различные конструктивные решения, начиная с модернизации существующих рабочих орудий и кончая дополнительными устройствами к ним [56, 87, 91, 99]. Однако, все они не базовой машины и не позволяют корректировать траекторию в случае ее нарушения.

Квалификация оператора позволяет скорректировать траекторию в любой момент в нужном направлении независимо от причины отклонения. Однако, это приводит к дополнительной его утомляемости и, как следствию, потере качества управления.

Использование автоматизированных систем является наиболее рациональным методом решения в современных условиях, когда все больше внимания уделяется беспилотным транспортным средствам.

5.3 Способы цифрового управления траекторией

В настоящее время, наиболее широкое распространение получил наружный контроль за траекторией движения машины. Как правило, для этого используются два принципиально разных способа цифрового управления:

- искусственное зрение (реперные точки, образы препятствий и др.);
- спутниковая навигация (GPS или Глонас).

Оба способа основаны на начальном построении программной траектории и последующей корректировке реального движения, используя обратную связь (рисунок 5.8).

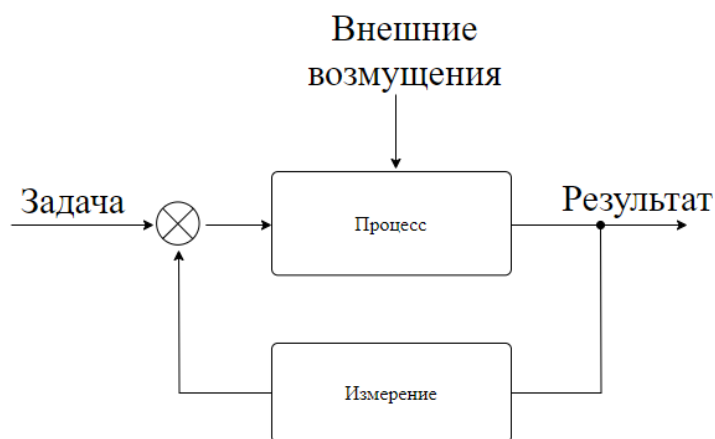


Рисунок 5.8 – Принципиальная схема цифрового управления за выполнением поставленной задачи

В качестве обратной связи, как правило, выступают координаты или скорость движущегося объекта [34, 47, 85]. Однако, такой способ не учитывает причину потери курсовой устойчивости, а контролирует только ее последствие.

Поскольку машинно-тракторный агрегат контактирует с грунтом посредством движителя и рабочего орудия, то возможно две причины потери курсовой устойчивости:

1. изменение параметров грунта под движителем (разное сцепление по бортам машины, неожиданное препятствие на одном из бортов и др.);
2. внецентренная сила со стороны рабочего орудия.

Внешнее воздействие со стороны движителя в основном является случайным и не подлежит прогнозированию. Существующие научные исследования этого явления [49, 50] показали, что неплохой результат достигается путем контроля бортовых скоростей.

Однако, данный подход совершенно не учитывает силы со стороны рабочих орудий, которые носят системный характер [7, 40, 60, 68]. В связи с этим, нами было предложено расширить канал обратной связи за счет учета силового воздействия со стороны рабочего орудия.

По результатам проведенного исследования выявлено, что для прогнозирования траектории движения базового трактора недостаточно знать значение внешней силы со стороны рабочего орудия, необходимо учесть и ее направление. Для этого необходимо замерять продольную и поперечную внешнюю составляющую силы (рисунок 5.9).

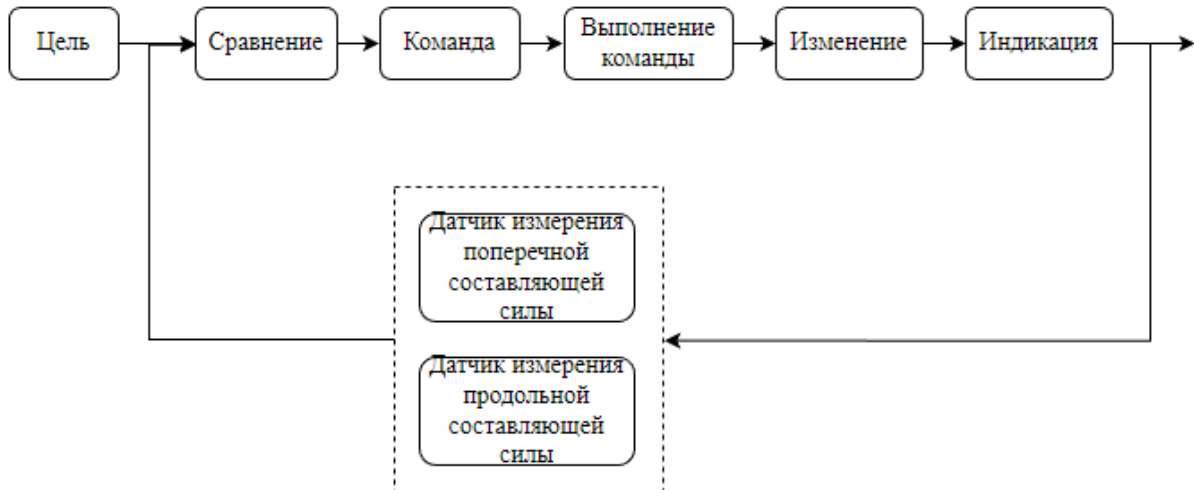


Рисунок 5.9 – Схема с дополнительной обратной связью

5.4 Конструктивное решение

В качестве приложения внешней силы удобнее всего принять точку крепления рабочего орудия к базовому трактору. Для этого силовые датчики по замеру продольной и поперечной силы предлагается встроить в раму его крепления (рисунок 5.10) [23].

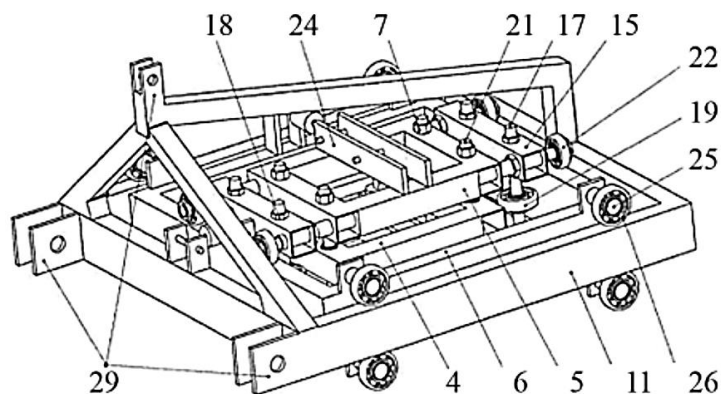


Рисунок 5.10 – Общий вид тензорамы крепления рабочего орудия

Для соединения рабочего орудия с базовым трактором на раме 11 закреплены подвижные рамы 5-6, оснащенные датчиками растяжения-

сжатия. При воздействии внешних сил на рабочий орган, рама 5 перемещается по раме 6 перпендикулярно направлению движения тракторного агрегата и воздействует на тензорезисторный датчик, измеряющий поперечную составляющую силы сопротивления P_y . Рама 6 перемещается по раме 11 в направлении движения тракторного агрегата и действует на тензорезисторный датчик, измеряющий продольную составляющую силы сопротивления P_x .

Для данной конструкции тензорамы предлагаются силовые датчики DEF-A2t (рисунок 5.11).

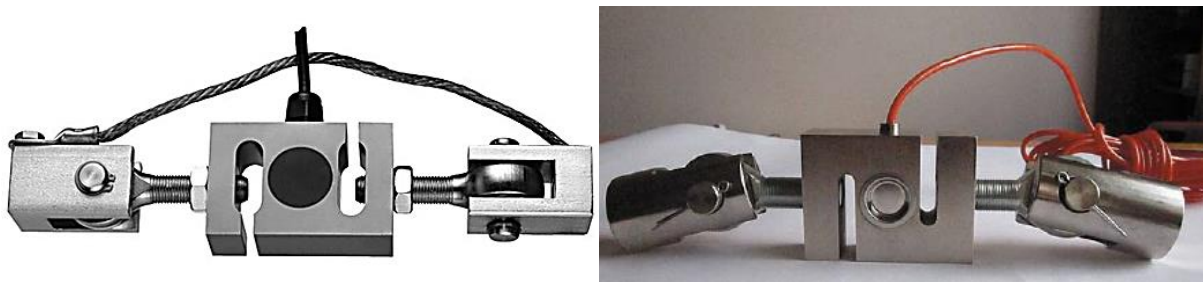


Рисунок 5.11 – Общий вид тензорезисторного датчика DEF-A2t

Выбранные датчики обеспечивают точность замера 0,01% и имеют широкий диапазон измеряемых величин (таблица 5.6).

Таблица 5.6. Типоразмеры предлагаемых тензодатчиков.

Тип датчика	E max. в кг	H	L	W	A	C	T1	T2	Макс. статическая нагрузка в кН
UB6 - 1/2/5 kN	102/204/510	61,5	61,5	30	220	30	M12	M12	2/4/10
ULB - 100/200/500 кг		76,2	49	30	220	30	M12	M12	2/4/10
UB1 - 10/20 kN	1020/2039	92	86	30	275	40	M16	M16	20/30
ULB - 1 000 кг		76,2	49	30	264	40	M16	M16	20
ULB - 2 000 кг		86,1	76,2	30	270	40	M16	M16	30
ULB - 3 000 кг		88,7	88,7	40	310	50	M20x1,5	M20	45
UB1 - 50 kN	5099	136	143	43	400	60	M24x2	M24	75
ULB - 5 000 кг		146	91,2	56,4	420	60	M24x2	M24	75

Через аналого-цифровой преобразователь датчики легко подключаются к компьютеру, что позволяет быстро обработать замеренные значения. Далее происходит сравнение замеренного внешнего силового воздействия с предельным расчетным значением сдвигающей силы. В случае превышения предельно допустимого значения подается сигнал на корректировку траектории. (приложение Г, Д)

Практические рекомендации были переданы на производство сельскохозяйственных рабочих орудий Челябинского компрессорного завода для использования в производстве экспериментального образца беспилотного машинно-тракторного агрегата (приложение В).

5.5 Выводы по пятой главе

1. Произведены математические расчёты для тракторов Т-70, ДТ-75 и ТГ-130 с рабочими плугами 3/5/6 корпусов, подтвердившие прогнозы отклонения от прямолинейной траектории под действием со стороны рабочего орудия.

2. Обоснована необходимость введения силового воздействия со стороны рабочего орудия в канал обратной связи в системе управления машинно-тракторным агрегатом.

3. Представлено конструктивное решение передачи силового сигнала, представляющее тензораму в месте крепления рабочего орудия с базовым трактором; выбран набор рекомендуемых датчиков для замера силы; практические рекомендации переданы на производство при проектировании беспилотного машинно-тракторного агрегата сельскохозяйственного назначения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана математическая модель силового взаимодействия гусеничного трактора с грунтом и уравнений предельного сдвига в виде условий предельного равновесия, учитывающая взаимодействие движителя и рабочего орудия. Силовых факторов в контакте записаны на основе математической теории трения и подчеркивают взаимную связь силы и момента в контакте. В результате однозначной зависимости предельного значения сдвигающей силы от линии ее действия построен годограф, доказывающий возможность вращательного сдвига при силе, значительно меньшей предела сцепления. Анизотропия взаимодействия гусеницы с грунтом учтена посредством разных коэффициентов сцепления и учета упругих свойств грунта при его продольном смятии. Учет анизотропии позволяет уточнить значения предельной сдвигающей силы до 20% в продольном направлении и до 7% в поперечном.

2. Разработана математическая модель движения гусеничного тракторного агрегата, позволяющая оценить возможность неуправляемого отклонения машины от заданного прямолинейного курса под действием внешней внецентренной силы сил со стороны рабочего орудия. Модель состоит из уравнений движения в виде криволинейных интегралов первого рода. Радиус кривизны траектории при неуправляемом отклонении полностью определяется силовым взаимодействием. Численный эксперимент показал, что неуправляемое отклонение от заданного курса возможно только при наличии предельного сдвига и его величина растет быстрее, чем увеличивается модуль внешней силы.

3. Разработан и зарегистрирован программный комплекс для расчета силовых факторов в контакте с гусеничным движителем при неуправляемом сдвиге с учетом: упругих свойств грунта, анизотропии взаимодействия и отсутствии относительного движения бортов (свидетельство РФ № 2020610824) и для расчета траектории движения с

учетом неуправляемого отклонения под действием внешних сил со стороны рабочего орудия (свидетельство РФ № 2020615467) (приложение А).

4. Проведены натурные эксперименты по силовому равновесию, подтвердившие однозначность зависимости предельного значения сдвигающей силы от линии ее действия. Обработка осциллограмм внешней силы показала принципиально разный характер ее изменения в случае поступательного и вращательного сдвига. Экспериментально зафиксировано, что поступательный сдвиг под действием силы, проходящей через центр масс машины, происходит при критическом угле $\alpha_{кр} = 21^\circ$, что на 4° больше его геометрического значения. Это подтверждает теоретические результаты о повороте годографа предельной сдвигающей силы за счет анизотропии взаимодействия в сторону наименьшего сцепления;

Экспериментально подтверждено, что когда внешняя сила не проходит через центр тяжести машины, сдвиг начинается при силе значительно меньшей предела сцепления и представляет собой криволинейное скольжение. Расхождение экспериментальных и теоретических значений предельной сдвигающей силы не превысило 6% (без учета анизотропии расхождение составляет до 17%, - соответственно анизотропными свойствами пренебрегать не следует).

В результате натурных экспериментов по оценке курсовой устойчивости зафиксировано, что неуправляемое отклонение трактора под действием внешней внецентренной силы имеет место только в случае достижения ею своего предельного значения. Сравнение экспериментальных и расчетных траекторий движения показали расхождение данных в пределах 8%, что подтверждает адекватность математической модели.

5. Разработано техническое решение по замеру силового взаимодействия со стороны рабочего орудия, представляющее собой тензометрическую установку, встроенную в раму крепления рабочего орудия к трактору. Даны практические рекомендации по внедрению программного

комплекса в качестве обратной связи системы управления беспилотных транспортных средств (имеются акты внедрения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акимов А.П., Константинов Ю. В. Скольжение-буксование дискового ножа в почве и его силовые характеристики // *Тракторы и сельхозмашины*. 2005. № 4. С. 30–34.
2. Алябьев А.Ф., Калинин С.Ю. Модель взаимодействия гусеницы трактора с грунтом // *Лесной вестник*. 2016. №. 20(2). С. 173-178.
3. Апанасик В.Г. и др. Экспериментальные исследования пассивного поворота гусеничной машины при страгивании // *Достижение науки – агропромышленному производству: материалы конференции*. 2004 Ч. 2 С. 201–204.
4. Апанасик В.Г. и др., Об устойчивости транспортных (тяговых) машин в режиме стационарного поворота // *Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин*. 2003. С. 144-147.
5. Апанасик В.Г., Позин Б.М., Трояновская И.П. Задача страгивания в теории поворота транспортных и тяговых машин // *Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин*. 2003. С. 156-159.
6. Апанасик В.Г., Позин Б.М., Трояновская И.П. Пассивный поворот гусеничной машины (задача страгивания) // *Достижение науки – агропромышленному производству: материалы конференции*. 2004. Ч. 2. С. 204–208.
7. Бабаев Т.К. Влияние бокового отвала на курсовую устойчивость машины // *Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы: материалы научно-технической конференции*. 2018. с. 112-114.
8. Бабаев Т.К. Влияние параметров бульдозера с боковым отвалом на курсовую устойчивость при планировке откосов // *Молодой исследователь: вызовы и перспективы: материалы научно-практической конференции*. 2019. №4(104). с. 166-170.

9. Баловнев В.И. и др. Машины для земляных работ. Конструкция, расчет, потребительские свойства. в 2-х томах. Белгород. 2011
10. Баранов А.С., Павлюк А.С. Пути повышения эксплуатационных свойств мобильной машины // *Известия Кыргызского государственного технического университета им. И.Раззакова*. 2019. С.79-90
11. Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В. Повышение устойчивости и управляемости машинно-тракторного агрегата при криволинейном движении. Воронеж, 2023.
12. Беляев А.Н. и др. Траектория движения машинно-тракторного агрегата при входе в поворот // *Вестник Воронежского ГАУ*. 2020. Т. 13. № 4 (67). С. 55-62.
13. Беляев А.Н., Свистов В.В., Тришина Т.В. Определение сил при повороте трактора со всеми управляемыми колесами // *Вестник воронежского ГАУ*. 2016. № 50(3). С. 132–140.
14. Беляев А.Н. и др. Оценка бокового отклонения колесной машины от заданной траектории движения // *Сибирский вестник сельскохозяйственной науки*. 2022. Т. 52. № 4. С. 120-128.
15. Берестов Е.И., Кулабухов А.В. О повышении сцепления движителей гусеничных машин с грунтом // *Строительные и дорожные машины*. 2010. №. 5. С. 50-56.
16. Берестов Е.И., Кулабухов А.В., Печковская О.Е. Исследование разрушения грунта траками гусеничных машин // *Механизация строительства*. 2014. №. 10. С. 21-25.
17. Благодравов А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. Курган. 1995. – 162 с.
18. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий. Челябинск. 2010. 214 с.
19. Бледных В.В., Свечников П.Г., Трояновская И.П. Универсализация лемешно–отвальной поверхности рабочего органа плуг // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. №10. с. 34–37.

20. Бойков В.М. и др. Влияние длины плуга на производительность пахотных агрегатов // *Аграрный научный журнал*. 2020. № 4. С. 71-74.
21. Василенко В.В., Василенко С.В., Стуров Д.В. Эталонная вспашка // *Вестник Воронежского ГАУ*. 2000. №3 (22). С. 25-29.
22. Венчиков Н.А. Механизация обработки почвы. М.: Колос, 1972.
23. Вольский В.А. Определение составляющих силы тягового сопротивления сферического дискового рабочего органа // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2014. № 3. С. 35-38.
24. Вязников М.В. Использование теории комбинированного трения при составлении математической модели криволинейного движения гусеничной машины // *Наука и образование*. 2014. №. 12. С.279-290.
25. Вязников М.В., Кириллов А.А., Гаев С.В. Тенденции в развитии систем управления сельскохозяйственного трактора // *Строительные и дорожные машины*. 2018. № 1. С. 52-58.
26. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфёнов А.П. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение, 1986. 293 с.
27. Горин Г.С. и др. Стабилизация курсовой устойчивости полунавесных пахотных агрегатов // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2010. N1(10). С. 12-15. 11.
28. Горин Г.С. и др. Динамика машинно-тракторных агрегатов: курсовая устойчивость с несимметрично присоединенным полунавесным плугом // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2017. №5. С. 3-8.
29. Горячкин В.П. Теория разрушения почв. М.: Колос. 1965. С. 369-381.
30. Гринюк М.Т. Экспериментальное исследование анизотропного трения гусеничных траков о торфяной грунт и дерновый покров болот. Минск. 1954. с. 183-193.
31. Давыдик И.И. Влияние анизотропности трения между гусеницами и опорной поверхностью на поворот гусеничного самохода //

Технология торфяного производства и торфяные машины. Минск: БПУ. 1973. с. 64-70

32. Доценко А.И., Бабаев Т.К. Определение коэффициентов сцепления с грунтом движителя гусеничного бульдозера с дополнительным боковым отвалом // *Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: материалы научно-практической конференции.* 2021. С. 90-95.

33. Доценко А.И., Бабаев Т.К. Определение сил сопротивления копанию бульдозером с дополнительным боковым отвалом // *Механизация и автоматизация строительства.* 2020. С. 24-29.

34. Егунов В.А. и др. Построение программной траектории движения беспилотного наземного транспортного средства // *Прикастийский журнал: управление и высокие технологии.* 2019. № 3 (47). С. 70-82.

35. Жаков А.О., Трояновская И.П. Влияние анизотропии на взаимодействие гусеничного движителя с грунтом при повороте машины // *Тракторы и сельхозмашины.* 2020. № 2. С. 43-49.

36. Жаков А.О., Трояновская И.П. Модель отклонения трактора от прямолинейного движения под действием внешних нецентральных сил // *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение.* 2020. Т. 20. № 3. С. 15-23.

37. Жаков А.О., Трояновская И.П. Увод трактора под действием внецентренной крюковой нагрузки. Патент № 2020615467 Российская Федерация. 25.06.2020.

38. Жуковский Н.Е. Условие равновесия твердого тела, опирающегося на неподвижную плоскость некоторой площадкой и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением // *Труды отделения физических наук общества любителей естествознания.* 1897. №.9(1).С. 339-354.

39. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1968. 396 с.

40. Зазуля А.Н. и др. Действие сил на рабочие органы поворотного плуга с переменной шириной захвата и его тяговое сопротивление // *Вестник Мичуринского ГАУ*. 2013. № 1. С. 56-61.
41. Запольский В.П. Исследования сцепных свойств и обоснование параметров траков гусеничных движителей: дис. ... канд. техн. наук. Минск, 1971. 160 с.
42. Захаров А.В. Улучшение курсовой устойчивости и тягово-энергетических показателей пахотного агрегата стабилизацией в горизонтальной плоскости: дис.... канд. техн. наук. Минск: БГАТУ, 2008. 142 с.
43. Золотаревская Д.И. Расчет показателей взаимодействия движителей с почвой // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2001. №3. С. 18-22.
44. Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Тройнич В.А. Уравнения равновесия при уводе гусеничной машины и их исследование // *Горная механика и машиностроение*. 2020. № 1. С. 17-22.
45. Капустин А.Н. Основы теории и расчета машин для основной и поверхностной обработки почв, посевных машин и машин для внесения удобрений. Томск: ТПУ. 2013. 134 с.-
46. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. 1962. №. 4. С. 28–31.
47. Кибалов В.И. и др. Безопасное управление скоростью наземного беспилотного транспортного средства в условиях неопределенности собственного положения // *Сенсорные системы*, 2019, том 33, № 3, с. 222–237
48. Козлов А. Ю. Статистический анализ данных в MS Excel. М.: ИНФРА-М, 2014. 320 с.
49. Кондаков С.В. и др. Моделирование системы управления движением беспилотной гусеничной машины с бортовыми коробками передач // *Вестник машиностроения*. 2021. № 11. С. 15-19.

50. Кондаков С.В., Павловская О.О. Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины. Саарбрукен: ЛАП ЛАМБЕРТ. 2013. - 105 с.
51. Коцарь Ю.А. и др. Анализ учебных тренажеров управления тракторной техникой и МТА // *Аграрный научный журнал*. 2020. № 10. С. 107-110.
52. Краснощеков Н.В. Повышение производительности машинных агрегатов – приоритетное направление технической политики в АПК // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2002. №1. С.9-11.
53. Круглова Т.Н., Власов А.С. Разработка алгоритма для построения маршрута беспилотного транспортного средства для вождения по змейке в сельском хозяйстве // *Завалишинские чтения: материалы конференции*. 2019. С. 78-80.
54. Лавров А.В. и др. Оценка технического уровня сельскохозяйственного трактора ТК-3-180 при включении его в робототехнический комплекс // *Тракторы и сельхозмашины*. 2019. № 3. С. 85-90.
55. Лапик В.П., Французов В.С., Адылин И.П. Исследование уплотнения почвы МТА // *Вестник Брянской ГСХА*. 2012. № 1. С. 35-37.
56. Лобачевский Я.П., Эльшейх А.Х. Обоснование расстановки дисковых рабочих органов в комбинированных почвообрабатывающих агрегатах // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2009. № 4. С. 22-25.
57. Лысыч М.Н., Дочкин А.А. Тензометрические установки для изучения силовых параметров рабочих органов почвообрабатывающих орудий // *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: материалы конференции*. 2014. Т. 2. № 2-1 (7-1). С. 438-443.
58. Лысыч М.Н., Шабанов М.Л., Захаров П.В. Обзор конструкций тензометрических установок для изучения силовых параметров рабочих органов почвообрабатывающих орудий // *Современные проблемы науки и образования*. 2015. № 1-1. С. 1-6.

59. Ляшенко П.Г. Обоснование условий устойчивого движения колесного пахотного агрегата: дисс. ... канд. техн. наук. Глеваха: УНИИМЭСХ. 1984. 235 с.
60. Мельник А.Т. Исследование возмущающих воздействий на широкозахватный агрегат // Автоматизированный электро- и гидропривод широкозахватных сельскохозяйственных агрегатов. Л., 1985. С. 70-77.
61. Мисиров М.Х., Канкулова Ф.Х. Определение условий для разрушения отрывом и сдвигом при резании почв и грунтов клином // *АгроЭкоИнфо*. 2018. №. 1(31). С. 36.
62. Мицын Г.П., Позин Б.М., Трояновская И.П. Модель стационарного поворота транспортной (тяговой) машины // *Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог*. 2000. С. 88-92.
63. Мицын Г.П., Позин Б.М., Трояновская И.П. Проблемы оптимального управления тракторным машинным агрегатом // *Наука и технологии*. 2005. С. 510-519.
64. Модуль МС-212. Техническое описание. Королев: ООО "НПП МЕРА, 2002. 116 с.
65. Мяленко В.И., Маринов Н.А. Пространственное динамометрирование рабочих органов почвообрабатывающих орудий // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2017. № 5. С. 22-26.
66. Носков Н.К., Позин Б.М., Трояновская И.П. Математическая модель бокового увода трактора // *Известия МГТУ МАМИ*. 2017. № 1 (31). С. 35-39.
67. Носков Н.К., Трояновская И.П., Титов С.А. Математическая модель силового взаимодействия колеса с грунтом при повороте машины // *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*. 2017. Т. 17. № 3. С. 5-15.
68. Огай В.А., Довбыш В.О., Медведев Е.В. Увод от управляемого движения строительно-дорожных машин под действием внешних сил // *Теплофизические и технологические аспекты повышения*

эффективности машиностроительного производства: материалы конференции. 2015. С. 455-457.

69. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. Минск: АСН БССР, 1960. 228 с.

70. Опейко Ф.А. Математическая теория трения. Минск: АСХ БССР, 1971. 149 с.

71. Панасюк А.Н., Орехов Г.И., Демко А.Н. Стабилизация хода МТА с роторным плугом // *Вестник Бурятской ГСХА им. В.Р. Филиппова.* 2013. № 2 (31). С. 58-61.

72. Паршуков Н.Е. Метод расчёта тяговых сопротивлений плугов и других орудий при основной обработке почвы в лесном хозяйстве // *Февральские чтения: материалы конференции.* 2014. С. 367-369.

73. Пейсахович Ю.А. Идентификация и синтез устойчивости движения пахотных агрегатов: дисс. ... докт. техн. наук, Краснодар, 2004.

74. Петунина И.А., Руднев С.Г. Сопротивление плуга при вспашке // *Год науки и технологий: материалы конференции.* 2021. С. 154.

75. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя М.: Машиностроение, 1973. 232 с.

76. Площаднов А.Н. и др. Сельскохозяйственный агрегат. Патент № 2174295 Российская Федерация. 10.10.2001.

77. Плуг пятикорпусной навесной ПЛН-5-35. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. 990. 46 с.

78. Плуг трехкорпусной навесной ПЛН-3-35. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. 989. 44 с.

79. Погодин Н.Н., Кучко В.В. Влияние уплотнения почвы на урожайность сельскохозяйственных культур // *Агропанорама.* 2008. № 4. С. 28

80. Позин Б.М., Трояновская И.П., Апанасик В.Г. Задачи пассивного поворота гусеничной машины (постановка, модель движения) // *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение.* 2007. № 25 (97). С. 70-74.

81. Позин Б.М., Трояновская И.П., Носков Н.К. Математическая модель бокового увода гусеничного трактора при пахоте // *Тракторы и сельхозмашины*. 2017. № 7. С. 20-24.
82. Протокол исследовательских испытаний плуга ПЛНпл-5-35 с повернутыми лемехами № 07-132-2001. Новокубанск: КубНИИТиМ, 2001.
83. Реброва И.А. Теория планирования эксперимента. Омск: СибАДИ. 2016. 106 с.
84. Рокар И. Неустойчивость в механике М. 1959. 287 с.
85. Рождественский А.Е., Рождественский Д.Б. Цифровое управление по опорной траектории // *DSPA: Вопросы применения цифровой обработки сигналов*. 2018. Т. 8. № 3. С. 25-29.
86. Рыжин Н.Е. Потеря мощности трактора на поворот плуга // *Научный журнал КубГАУ*. 2005. № 9. С. 56-63.
87. Рыжих Н.Е. Влияние направления линии действия силы тяги на сопротивление плуга // *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского ГАУ*. 2004. № 8. С. 1-8
88. Рыжих Н.Е. О прямолинейности движения пахотного агрегата // *Научный журнал КубГАУ*. 2005. № 10. С. 54-61.
89. Сергеев Н.В., Сенькевич С.Е., Чичиль Р.А. Курсовая устойчивость агрегата // *Вестник ВИЭСХ*. 2017. №1. С. 61-66.
90. Сидоров С.А. и др. Влияние геометрических и установочных параметров плужных рабочих органов на агротехнические и силовые характеристики // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2020. т.14(2), с.10-16
91. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977. 328 с.
92. Синеоков Г.Н. Полезные и вредные сопротивления плуга // *Тракторы и сельхозмашины*. 1959. №2
93. Соколов В.В. Аппроксимация кривой буксования трактора // *Вестник АлГАУ*. 2018. №. 9(167). С. 165-170.

94. Сужаев Л.П. и др. Приспособление к колесам для увеличения силы сцепления с грунтом. Патент № 2504480 Российская Федерация. 20.01.2014.
95. Сухарев Р.Ю. Математические модели процессов поворота колёсных дорожно-строительных машин // *Научно-технический вестник Брянского ГУ*. 2021. № 3. С. 259-269.
96. Сухарев Р.Ю. Методы управления курсом движения беспилотного автогрейдера // *Вестник СИБАДИ*. 2022. Т. 19. № 1 (83). С. 48-60.
97. Таларчик В., Збытек З. Влияние схемы движения трактора с плугом на уплотнение почвы и стабильность работы агрегата // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2001. №8. С. 16-19.
98. Татарчук Г.М. Изучение составляющих сопротивления повороту гусеничного трактора при помощи динамометрического звена // *Тракторы и сельхозмашины*. 1958.т. 2.С. 5-7.
99. Творогов В.А. Тяговое сопротивление плуга и форма его лемешно-отвальной поверхности // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2008. № 12. С. 29-30.
100. Титов С.А., Трояновская И.П., Носков Н.К. Обобщенная модель стационарного поворота произвольного транспортного средства // *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*. 2017. Т. 17. № 4. С. 38-47.
101. Торегали Д., Шаханов А.А., Искаков Р.М. Определение тягового сопротивления односторонних режущих лап комбинированного орудия // *Молодой ученый*. 2017. № 14 (148). С. 137-139.
102. Трояновская И.П. Анализ теории поворота тракторных агрегатов // *Строительные и дорожные машины*. 2009. № 7. С. 42-47.
103. Трояновская И.П. Взаимодействие гусеничного движителя с грунтом на повороте // *Тракторы и сельхозмашины*. 2007. №. 12. С. 19–20.
104. Трояновская И.П. История развития теории поворота гусеничных машин // *Вестник машиностроения*. 2010. № 7. С. 90-95.

105. Трояновская И.П. Модели активного поворота колесных и гусеничных машин // *Транспорт Урала*. 2007. № 4 (15). С. 112-114.

106. Трояновская И.П. Модель увода гусеничного трактора при пахоте // *Техника в сельском хозяйстве*. 2014. № 3. С. 29-31.

107. Трояновская И.П. Новый метод расчета сопротивления повороту гусеничной машины // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2008. № 3. С. 31-33.

108. Трояновская И.П. Страгивание при пассивном повороте строительно-дорожных машин // *Строительные и дорожные машины*. 2011. № 1. С. 49-52.

109. Трояновская И.П., Жаков А.О. Курсовая устойчивость машинно-тракторного агрегата при вспашке // *Тракторы и сельхозмашины*. 2020. № 6. С. 41-49.

110. Трояновская И.П., Жаков А.О. Модель неуправляемого сдвига на примере строительно-дорожной техники // *Вестник СИБАДИ*. 2021. Т. 18. № 6 (82). С. 678-687.

111. Трояновская И.П., Жаков А.О. Экспериментальные исследования неуправляемого сдвига бульдозера // *Вестник СИБАДИ*. 2022. Т. 19. № 4 (86). С. 514-521.

112. Трояновская И.П., Нарadowый Д.И., Носков Н.К. Экспериментальные значения внешних усилий, действующих на тракторный агрегат при пахоте // *АПК России*. 2016. Т. 75. № 1. С. 117-121.

113. Трояновская И.П., Позин Б.М., Нарadowый Д.И. Повышение эффективности тракторного транспортного агрегата // *Техника в сельском хозяйстве*. 2012. № 3. С. 21-23.

114. Трояновская И.П., Жаков А.О. Влияние анизотропии на силовое взаимодействие гусеничного движителя с грунтом при повороте машины // *Тракторы и сельхозмашины*. 2020. №2. С. 43-49

115. Трубилин Е.И. и др. Рабочие органы дисковых борон и лущильников // *Научный журнал КубГАУ*. 2013. № 91 (07). С. 1–20.

116. Трубилин Е.И., Белоусов С.В., Лепшина А.И. Основная обработка почвы с оборотом пласта в современных условиях работы и устройства для ее осуществления // *Научный журнал КубГАУ*. 2014. №104. С. 1902-1922.

117. Умняшкин В.А. и др. Моделирование процесса взаимодействия движителя колесной машины с опорной поверхностью // *Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. научных трудов МАДИ*. 2000. с. 40-44.

118. Хартман К. и др. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. М.: Мир, 1977. 200 с.

119. Цвик Б.Д., Степанов В.Е., Зазуля А.Н. Оценка устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1984. №8. С. 44-46.

120. Цыкунов В.А. Анализ устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата // *Совершенствование использования и обслуживания машинно-тракторных агрегатов: материалы конференции*. 1983. № 222 (250).

121. Шапошников А.А. Принципы построения инерциальных навигационных систем // *Неделя науки Санкт-Петербургского государственного морского технического университета*. 2018. №1(1). С. 81.

122. Шаталина Л.П. Точное земледелие как один из путей к энергосбережению ресурсов в сельскохозяйственном производстве // *АПК России*. 2017. Т.24. №4. С. 949-953.

123. Шаяхметов И.А., Дубровин И.А. Точное земледелие (Precision agriculture) - путь к ресурсосбережению // *Омский научный вестник*. 2013. №1(118). С. 197-200.

124. Шиллер Н.Н. Заметки о равновесии твердого тела при действии трения на некоторую плоскую часть его поверхности // *Труды отделения физических наук общества любителей естествознания*. 1892. №. 5(1).С. 17–19.

125. Юферев С.С. Использование гусеничных тракторов в агропромышленном комплексе // *Технические науки в России и за рубежом: материалы конференции*. М. 2014. С. 100-105.
126. Яковлев П.Ю., Маршалов Э.С. Оценка устойчивости машинно-тракторного агрегата при фронтальном агрегатировании // *Проблемы социального и научно-технического развития в современном мире: материалы конференции*. 2010. С. 127-129.
127. Abdrakhmanov R. et al., Study of the kinematics of a disc-pin working body // *E3S Web of Conferences*. 2023. С. 04004.
128. Askari M. et al. A novel three-point hitch dynamometer to measure the draft requirement of mounted implements // *Research in Agricultural Engineering*. 2011. Vol. 57(4). P. 128-136.
129. Astrom K.J., Hagglund T. Advanced PID control // *ISA: The Instrumentation, Systems and Automation Society*. 2006. 460 p.
130. Belyaev A.N. et al. Computation of vehicle motion path upon entering turn // *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. 2019. T. 9. № 1. С. 4527-4531.
131. Blednykh V.V. et al., Working elements with repetitive cutting angles for subsurface ploughs // *Herald of Science of S. Seifullin Kazakh Agrotechnical University*. 2017. № 2 (93). С. 134-140.
132. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Analytical model of the technological process of soil pulverization and tillage tools // *Procedia Engineering*. 2015. С. 69-74.
133. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Moldboard Surface Universalization of the Ploughshare Operating Unit // *Procedia Engineering*. 2016. vol. 150. pp.1297–1302
134. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Tractor plough with repeated cutting angle on working elements // *Procedia Engineering*. 2017. С. 1577-1582.

135. Chen Y., Li B. Measurement and modelling of soil displacement from sweeps with different cutting widths // *Biosystems Engineering*. 2017. Vol. 161. P. 1–13.
136. Dobretsov R. et al., Kinematic and force patterns of interaction of a link caterpillar of a transport machine with the ground // *FME Transactions*. 2023. T. 51. № 3. C. 415-422.
137. Ghezavati J., Abbasgholipour M., Mohammadi A.B. Modeling and Design of a Disk-Type Furrow Opener's Coulter Its Mechanical Analysis and Study for No-Till Machinery (Combination and Bertini) // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2017. Vol. 10(4). P. 63–73.
138. Godwin R. J. et al. A triaxial dynamometer for force and moments measurements of tillage implements // *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 1993. Vol. 55. P. 189-205.
139. Gorshkov Y.G. et al., Automatic control of air pressure in tires as a way to provide safe movement of wheeled vehicles on slopes // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. C. 012004.
140. King R.H., Van Susante P., Gefreh M.A. Analytical models and laboratory measurements of the soil-tool interaction force to push a narrow tool through JSC-1A lunar simulant and Ottawa sand at different cutting depths // *Journal Terramechanics*. 2011. Vol. 48(1). P. 85-95
141. Kokieva G.E. et al., Research of soil compaction process in area of contact with a wheel mover // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. C. 42003.
142. Kornel T. The role of bond and damping in the discrete element model of soil-sweep interaction // *Bio systems engineering*. 2018. Vol. 169. P. 57–70.
143. Kumar S. Assessment of power, energy and torque of powered disc through soil // *Research in Agricultural Engineerin*. 2016. Vol. 53(3). P. 1-9.

144. Macadam C.C. An optimal preview control for linear systems / C. C. MacAdam // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 102, 1980. P. 188-190.
145. Mak J., Chen Y., Sadek M.A. Determining parameters of a discrete element model for soil – tool interaction // *Soil and Tillage Research*. 2012. Vol. 118. P. 117–122.
146. Mari I.A. et al. Effect of soil forces on the surface of moldboard plow under different working conditions // *Bulgarian Journal of Agricultural Science*. 2014. Vol. 20(2). P. 497-501.
147. Mattetti M., Varani M., Molari G. Influence of the speed on soil-pressure over a plough // *Biosystems Engineering*. 2017. Vol. 156. P. 136-147.
148. Onwualu A.P. An extended octagonal ring dynamometer for measurement of forces on a simple tillage tool // *Journal of the American Academy of Child and Adolescent Psychiatry*. 2011. Vol. 20(1). P. 57-59
149. Shepelev S.D. et al., Theoretical and experimental studies of the tractive resistance of the sowing complex for the no-till technology // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2023, pp. 341-350.
150. Shevchenko V. et al. Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. vol. 985(1). no. 012009.
151. Sidorov M.V. et al., Investigation of the damping properties of the process module for a tractor of traction class 1.4 // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. C. 52056.
152. Song X., Seneviratne L.D., Althoefer K. Slip parameter estimation for tele-operated terrain vehicles in slippery terrain // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of systems and control engineering*. 2011. Vol. 225. P. 814–830.
153. Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Tractor plough designing with specified tillage quality // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019. C. 012119.

154. Syromyatnikov Y. et al., Productivity of tillage loosening and separating machines in an aggregate with tractors of various capacities // *Journal of Terramechanics*. 2021. T. 98. C. 1-6.
155. Syromyatnikov Y. et al., Transporting ability calculation of the rotor of soil-cultivating loosening and separating vehicle // *Acta Technologica Agriculturae*. 2022. T. 25. № 2. C. 73-78.
156. Syromyatnikov Yu. et al. Chisel tillage under spring barley in the forest-steppe // *Acta Technologica Agriculturae*. 2024. T. 27. № 1. C. 30-34.
157. Syromyatnikov Yu. et al., Influence of agrotechnical practices and sowing time in various weather on soybean yield // *Acta Technologica Agriculturae*. 2023. T. 26. № 1. C. 9-16.
158. Syromyatnikov Yu. et al., Selection of parameters of the disc working bodies of the ripping-separating machine for soil treatment // *Journal of Terramechanics*. 2023. T. 108. C. 1-5.
159. Syromyatnikov Yu. et al., Soil density in traditional mouldboard tillage // *Acta Technologica Agriculturae*. 2023. T. 26. № 3. C. 159-165.
160. Syromyatnikov Yu. et al., Work quality indicators tillage unit with application flexible working body in systems "Organic farming" // *E3S Web of Conferences*. 2023. C. 1001.
161. Tarasenko B. et al. Research and development of a combined unit for tillage with a layer turnover // *Journal of Terramechanics*. 2022. T. 99. C. 29-33.
162. Tarasenko B. et al., Optimization parameters of innovative harrow for sorgo production in Burundi // *Bio Web of Conference*, 2023, vol. 71, no. 01051.
163. Tarasenko B.F. et al., Harrow with turning disc section // *Engineering Technologies and Systems*. 2023. T. 33. № 1. C. 10-20.
164. Taylor P.A. Field Measurement of Forces and Moments on Wheatland Plow Disks // *Transactions of the ASAE*. 1967. P. 762–770.

165. Terminology for vehicle directional control and tire characteristics // *SAE Journal*. 1964. Vol. 72(2).
166. Troyanovskaya I. et al., Directional stability of an agricultural tractor // *FME Transactions*. 2021. T. 49. № 2. C. 456-462.
167. Troyanovskaya I.P. et al., Friction forces at the wheel's contact with the ground in a turning vehicle // *Tribology in Industry*. 2019. T. 41. № 2. C. 166-171.
168. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M. Forces of friction at the wheel-to-ground contact in a turning vehicle // *Procedia Engineering*. 2015. C. 156-160.
169. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M., Noskov N.K. Ploughing tractor lateral withdrawal model // *Procedia Engineering*. 2017. C. 1540-1546.
170. Troyanovskaya I.P., Voinash S.A. Model for stationary turn of an arbitrary vehicle // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. C. 032035.
171. Troyanovskaya I.P., Zhakov A.O., Starunova I.N. Mathematical model of passive withdrawal of a tractor unit // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 659(1). no. 012081
172. Vyaznikov M.V., Vyaznikov A.M. Investigation of dynamic load dynamic loading of the traveling system of track-type tractor // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. C. 022109.
173. Vyaznikov M.V., Vyaznikov A.M. Increasing the mobility of tracked vehicles during curvilinear motion with partial skidding // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. C. 052080.
174. Wang W., Yan Zh., Du Zh. Experimental study of a tracked mobile robot's mobility performance // *Journal of Terramechanics*. 2018. Vol. 77. P. 75–84.
175. Wong J.Y., Chiang C.F. A general theory for skid steering of tracked vehicles on firm terrain // *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*. 2001. Vol. 215. P. 343–355.

176. Zhakov A.O., Troyanovskaya I.P., Shepelev S.D. Method for calculating the limiting shear force deviating from a given direction of movement using the example of the B12 bulldozer // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2023, pp. 779-787.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020610824

Программа для расчета силовых факторов в контакте
гусеничного движителя с грунтом при повороте машины

Правообладатель: *федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО
«ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*




Заявка № 2019667663

Дата поступления 30 декабря 2019 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 20 января 2020 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев

Приложение Б

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020615467

Увод трактора под действием внецентренной крюковой нагрузки

Правообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (RU)*

Авторы: *Жаков Андрей Олегович (RU),
Трояновская Ирина Павловна (RU)*

Заявка № 2020614595

Дата поступления 20 мая 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 25 мая 2020 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



Приложение В



**Челябинский
Компрессорный
Завод**

ООО «Челябинский компрессорный завод»

456671, Челябинская область, Красноармейский район, 14 км.

Автодороги Челябинск-Новосибирск, 454071, г. Челябинск, а/я 6340

Тел./факс: +7 (351) 216-50-50, e-mail: chkz@chkz.ru, www.chkz.ru

ОГРН 1147452004809, ИНН 7452118226 КПП 743001001

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
Ялалетдинов Д.А.



АКТ

о внедрении результатов
кандидатской диссертационной работы
Жакова Андрея Олеговича

Комиссия в составе:

Заместителя генерального директора, к.т.н., Савельева
Сергея Сергеевича,


Исполнительного директора, Пацканя Андрея
Романовича,

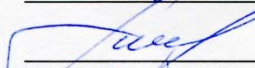
Руководителя департамента сельскохозяйственных
машин, д.т.н., Рахимова Ильдара Раисовича,

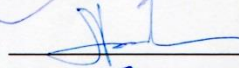
Научного руководителя департамента
сельскохозяйственных машин, профессора, д.т.н.,
Рахимова Раиса Саитгалеевича,


составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Жакова Андрея Олеговича по исследованию устойчивости прямолинейного движения гусеничного тракторного агрегата сельскохозяйственного назначения, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, переданы на рассмотрение в общество с ограниченной ответственностью «Челябинский компрессорный завод». В данный момент рассматривается вопрос об использовании разработанного программного комплекса (патент №2020615467) в качестве обратной связи в системе управления беспилотного варианта тракторного агрегата и прорабатывается конструктивная часть тензометрической установки в системе крепления рабочего орудия к трактору.

Члены комиссии:


Савельев Сергей Сергеевич


Пацкань Андрей Романович


Рахимов Ильдар Раисович


Рахимов Раис Саитгалеевич

Приложение Г



ООО «Завод Буровой Техники»
 454091, г. Челябинск, ул. Орджоникидзе, д. 43, пом. 5
 ОГРН 1197456044331 ИНН 7451446182 КПП 745101001
 Р/С 40702810905500007005 в «Банк Филиал Точка Публичного акционерного
 общества Банка Финансовая Корпорация Открытие»
 К/С 30101810845250000999, БИК 044525999

№ _____ аз « _____ » _____ с. 2022

УТВЕРЖДАЮ
 Генеральный директор
 ООО «Завод буровой техники»
 Половинкин А. А.
 « 3 » ноября 2022

АКТ

о внедрении в ООО «Завод буровой техники» результатов исследований аспиранта Южно-Уральского государственного университета (НИУ), кафедра «Колёсные и гусеничные машины» Жакова Андрея Олеговича

Результаты исследований по диссертационной работе Жакова Андрея Олеговича, в частности: математическая модель движения, учитывающая взаимодействие гусеничного движителя с грунтом, методика проведения эксперимента по уводу гусеничной техники, а также практическое применения гиродатчиков для индикации пассивного увода гусеничной техники обсуждены и рекомендованы к применению в области расчётов и проектирования гусеничной техники, производимой и планируемой к производству ООО «Завод буровой техники».

Применение теоретических разработок, математической модели позволяет повысить не только технико-экономические показатели планируемых к производству техники, но и обеспечить конкурентное преимущество среди производителей, обусловленное меньшей себестоимостью комплексного решения о помощи оператору гусеничной техники в преодолении пассивного увода.

Директор

Директор по производству

Главный инженер

Главный механик

Хлыбов Д. С.

Митраков Н. П.

Сторожев Д. О.

Попов А. А.



ООО «Завод Буровой Техники»
 Контактный телефон: 8 922 7177 222
 Телефон горячей линии: 8 800 500 4474
 e-mail: bst174@yandex.ru

Приложение Д



ЗАВОД БУРОВОЙ ТЕХНИКИ
БУРСПЕЦТЕХНИКА

ООО «Завод Буровой Техники»
454091, г. Челябинск, ул. Орджоникидзе, д. 43, пом. 5
ОГРН 1197456044631 ИНН 7451446182 КПП 745101001
Р/С 40702810905500007005 в «Банк Филиал Точка Пузыричного акционерного
общества Банка Финансовая Корпорация Открытие»
К/С 30101810845250000999, БИК 044525999

№ _____ аз « _____ » _____ с. 2022

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
ООО «Завод буровой техники»
Половинкин А. А.

« 3 » ноября 2022

АКТ

о внедрении в ООО «Завод буровой техники» результатов интеллектуальной собственности аспиранта Южно-Уральского государственного университета (НИУ), кафедры «Колёсные и гусеничные машины» Жакова Андрея Олеговича

Результаты научных исследований по диссертационной работе Жакова Андрея Олеговича, в частности: математическая модель пассивного увода под воздействием внешних сил, программа для расчёта силовых факторов в контакте гусеничного движителя с грунтом при повороте машины обсуждены и рекомендованы к применению в области расчётов и проектирования гусеничной техники, производимой и планируемой к производству ООО «Завод буровой техники».

Рекомендовано при проектировании гусеничной техники использовать:

1. математическую модель пассивного увода под действием внешних сил (программа для ЭВМ «№2020615467 от 25.05.2020).
2. программу для расчёта силовых факторов в контакте гусеничного движителя с грунтом при повороте машины (программа для ЭВМ «№2020610824» от 20.01.2020)

Директор

Директор по производству

Главный инженер

Главный механик



Хлыбов Д. С.

Митраков Н. П.

Сторожев Д. О.

Попов А. А.

ООО «Завод Буровой Техники»

Контактный телефон: 8 922 7177 222

Телефон горячей линии: 8 800 500 4474

e-mail: bst174@yandex.ru