

На правах рукописи



Трояновская Ирина Павловна

**МЕТОДОЛОГИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ КРИВОЛИНЕЙНОГО  
ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

05.05.03. – Колесные и гусеничные машины  
05.05.04. – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины

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

Челябинск– 2011

Работа выполнена в ООО «СКБДСМ» и Национальном исследовательском университете ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет»

Научный консультант: доктор технических наук, профессор  
**Позин Борис Михайлович**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**Гладов Геннадий Иванович**

доктор технических наук, доцент  
**Захаренко Анатолий Владимирович**

доктор технических наук, профессор  
**Кутьков Геннадий Михайлович**

Ведущая организация: Закрытое акционерное общество  
**«Челябинские строительные машины»**

Защита диссертации состоится 8 июня 2011 г., в \_\_\_ часов на заседании диссертационного совета Д212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета, ауд. 1001 (10 этаж гл. корп.)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета. E-mail: D212.298.09@mail.ru, контактный телефон (351) 267-91-23

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** При конструировании различных машин все большее распространение приобретает процесс моделирования, позволяющий сократить, а порой и полностью исключить, различные виды натуральных испытаний. В рабочем цикле любой транспортной или тяговой машины присутствует криволинейное движение (поворот), характеристики которого часто являются определяющими при проектировании новых или оценке уже существующих образцов техники. Поэтому исследованием этого вида движения занимаются многие отечественные и зарубежные ученые.

В настоящее время существует множество моделей поворота, большинство которых разрабатывались для быстроходных колесных (автомобили) и гусеничных (танки и БМП) машин. Однако, применение этих моделей к тракторным агрегатам (ТА) не всегда оправдано, в силу особенностей их технологического цикла. Под ТА понимается совокупность базовой машины (трактора) с навесным или прицепным рабочим оборудованием, предназначенным для выполнения сельскохозяйственных, строительных, подъемно-транспортных и других видов работ. Специфика работы ТА порой ставит дополнительные задачи при исследовании криволинейного движения, не все из которых решены на сегодня.

1. Теория поворота развивалась в основном как теория активного движения (под управляющим воздействием со стороны водителя), в то время как у некоторых ТА в процессе технологического цикла наблюдается пассивный поворот (криволинейное движение без управляющего воздействия со стороны водителя). Примерами служат сдвиг бульдозерного агрегата при разработке грунта краем отвала; складывание шарнирно-сочлененного фронтального погрузчика на месте; увод сельскохозяйственного трактора под действием внецентренной крюковой нагрузки и т.д. Отдельные задачи (увод) решены на основе специальных моделей, а другие (страгивание) не имеют решения вовсе.

2. Существующие модели поворота колесных и гусеничных машин основаны на различных методологических подходах при описании взаимодействия движителя с грунтом. Вместе с тем, некоторые ТА используют комбинированный (колесно-гусеничный) движитель (харвестеры, лесные машины, тракторные поезда с гусеничным тягачом и колесными прицепами и др.). Применение нетрадиционных движителей (резиновая гусеница, железный валец виброкатка, жесткие колеса компактора с большими грунтозацепами) приводят к исчезновению границы между колесным и гусеничным движителем. Общая природа возникновения сил в контакте предполагает возможность единого подхода к описанию их силового взаимодействия с грунтом.

Тракторные агрегаты используются в широком диапазоне грунтовых условий: от твердых покрытий до рыхлых почв.

3. Тракторные агрегаты характеризуются разнообразием внешних, часто консольно приложенных нагрузок, выходящих за пределы опорной поверхности ТА:

- сдвигающая в плане тяговая и поперечная (пахотный агрегат, рыхлитель, тягач, бульдозер);

- вертикальная (виброкаток, компактор, погрузчик, путепереукладчик, стогометатель, трубоукладчик).

Консольные нагрузки приводят к перераспределению реакций на опоры движителя. Это проявляется в изменении эпюр давления в контакте движителя с грунтом, динамических радиусов колес, и, как следствие, к возникновению кине-

математических несоответствий и циркуляций мощности.

4. Тракторные агрегаты отличаются разнообразием конструктивных схем и систем управления, которые накладывают на характеристики криволинейного движения определенные ограничения, проявляющиеся в виде наложенных кинематических и геометрических связей.

5. Большие внешние нагрузки, действующие на ГА, и малые радиусы поворота вызывают значительные скольжения движителя по грунту. Это не позволяет при описании силового взаимодействия записать в явном виде возникающие в контакте реакции, без учета упомянутых связей. Потому, используемый ранее при моделировании подход описания криволинейного движения под действием известных реакций со стороны грунта или по заданной траектории не может быть применим к ГА.

Таким образом, возникает противоречие между требованиями, предъявляемыми ГА к исследованию поворота и ограниченностью существующих моделей криволинейного движения, в силу принятых при построении гипотез и допущений, что составляет **научную проблему**.

В свете новых требований к моделям поворота, необходимо обоснование используемых в их основе допущений, проверка применяемых методов построения, уточнение поставленных задач и др., другими словами необходимо рассмотрение вопросов методологии при моделировании криволинейного движения ГА. В основе методологии лежит отказ от концепции машины, движущейся по заданной траектории или под действием заданных сил (реакций связи).

**Идея подхода** заключается в рассмотрении ГА, как управляемого объекта, криволинейное движение которого определяется наложенными на него связями, обеспечиваемыми конструкцией и системой управления, и взаимодействующего с грунтом посредством плоских площадок, составляющих с ним пары с переменными коэффициентами трения.

**Объект исследования** – процесс криволинейного движения колесного или гусеничного ГА с произвольным числом опор движителя, конструктивными параметрами, схемой управления поворотом, режимом движения и нагружения.

**Предмет исследования** – общие принципы и методы моделирования криволинейного движения произвольного ГА с учетом особенностей его рабочего цикла.

**Методологической основой** работы являются: системный подход, математическое моделирование, законы теоретической механики, математическая теория трения, теория тракторов и автомобилей, информационные технологии и методы вычислительной математики.

**Цель работы** – выработка методологических подходов и принципов моделирования криволинейного движения произвольного многоопорного ГА с учетом его типа движителя, системы управления, конструктивной схемы, параметров, режимов движения и нагружения.

**Задачи исследования.**

1. Выполнить анализ известных методов описания силового взаимодействия движителя с грунтом на повороте применительно к ГА.

2. Описать силовое взаимодействие движителя с грунтом на повороте, учитывающее скольжение и упругие свойства в контакте движителя и грунта.

3. Установить кинематические и геометрические связи, наложенные на ГА в процессе криволинейного движения.

4. Составить модель криволинейного движения произвольного многоопорного ГА, учитывающую его конструктивную схему и параметры, систему управления и

режим нагружения, и разработать вычислительную процедуру ее реализации.

5. Разработать методику составления частных моделей для различных режимов криволинейного движения ТА, включая пассивный поворот.

6. Экспериментально проверить адекватность моделей поворота различных ТА.

7. Выполнить расчеты криволинейного движения некоторых ТА и выработать практические рекомендации.

**Научная новизна**, выносимая на защиту.

1. Описание силового взаимодействия с грунтом на повороте посредством плоских площадок с переменным коэффициентом трения (сцепления), зависящим от радиуса движения опоры и координат мгновенного центра скольжения (МЦС) и учитывающим упругие свойства в контакте, отличающееся *общим подходом к колесному и гусеничному движителю*.

2. *Теоремы ортогональности*, устанавливающие связи между центром поворота машины и МЦС опорных площадок произвольно расположенных опор движителя при управляемом и неуправляемом их движении относительно корпуса.

3. Новые уравнения, отражающие параметры, конструктивную схему ТА, схему управления и режим движения каждой опоры движителя в виде *кинематических и геометрических связей*, накладываемых на параметры криволинейного движения.

4. Обобщенная модель нестационарного криволинейного движения произвольного многоопорного (колесного или гусеничного) ТА, как управляемого объекта с наложенными на него связями между фазовыми координатами (координаты и скорости центра масс, угол поворота и угловая скорость относительно вертикальной оси, *координаты МЦС опор движителя*) и управляющими параметрами (теоретические скорости опор движителя, их углы установки и угловые скорости в пространстве корпуса).

5. Методика составления частных моделей поворота (для различных конструктивных схем, структурных состояний и схем управления ТА) для любого режима движения ТА (стационарного, статического, квазистатического) *путем преобразования обобщенной модели*, позволяющая более полно учесть особенности технологического цикла ТА.

6. Методика составления *моделей страгивания*: активного и пассивного, динамического и статического, из состояния покоя и прямолинейного движения (увод), с общих позиций, как частных случаев криволинейного движения.

**Практическую ценность** составляют методики и программы расчета криволинейного движения, позволяющие на стадии проектирования производить выбор конструктивных схем, систем управления и параметров ТА с учетом области применения и технологического цикла.

**Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждается: методологической базой исследования; соблюдением принципов механики, математического моделирования и статистики; адекватностью моделей, проверенных посредством независимых и авторских натурных экспериментов; эксплуатационными испытаниями опытных образцов ТА, с внедренными по результатам диссертационного исследования мероприятиями.

**Реализация и внедрение результатов работы.** Методика расчета характеристик поворота применена в ООО «СКБДСМ» ЧТЗ - Уралтрак при проектировании опытных образцов ТА: малогабаритный погрузчик Т-02.03, поезд на базе малогабаритного трактора Т-02 с двумя прицепными вагонами, виброкаток ВК-24, ком-

пактор БКК-1, гусеничный экскаватор ЭО-112, сочлененный колесный погрузчик ПК-5, путепереукладчик, колесный экскаватор-погрузчик.

Рекомендации, выданные по результатам диссертационной работы, использованы при модернизации серийных ТА, выпускаемых ЧТЗ - Уралтрак гусеничных бульдозерно - рыхлительных агрегатов кл. 10-25 и трубоукладчиков на их базе.

**Апробация результатов работы.** Основные результаты исследований докладывались и обсуждались:

- на научно-технических конференциях ЧГАУ г.Челябинск (2000-2010гг), ЮУрГУ г.Челябинск (2001г, 2007-2010гг); отдел механики института машиноведения УрОРАН г.Курган (2003г), ПГТУ г.Пермь (2005г); МАМИ г.Москва (2009-2010гг);

- НТС ООО «СКБ ДСМ» (2002г, 2009г, 2011г.);

- научных семинарах кафедр «ЭМТП» и «ТМ и ТММ» ЧГАУ г.Челябинск (2002г), «ТиА» ЧГАУ, «Автомобили» и «КГМ» ЮУрГУ г.Челябинск (2008-2009гг), «СМ-10» МГТУ им.Баумана г.Москва (2009г), «КГМ» МГТУ МАМИ (2010г).

**Публикации по работе.** По материалам диссертационных исследований опубликованы: 1 монография и 38 научных статей, из них 17 в рецензируемых журналах, рекомендованных ВАК РФ.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, 7 глав, общих выводов, списка литературы (214 наименований) и 10 приложений. Общий объем диссертации составляет 296 страниц основного текста, 139 рисунков и 7 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**ВО ВВЕДЕНИИ** обоснована актуальность темы, дана краткая характеристика научной проблемы, поставлена цель, сформулированы научная новизна и практическая полезность работы.

**В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ** выполнен обзор ТА и их классификация; анализ существующих подходов к построению моделей криволинейного движения и определены их области применения; выявлены основные гипотезы (допущения), принимаемые при построении моделей и соответствующие им ограничения; сформулированы научная проблема, цель и задачи исследования.

*Требования к моделям криволинейного движения ТА:*

– общий подход к описанию взаимодействия гусеничного и колесного движителя с грунтом;

– силовое взаимодействие должно учитывать скольжение и упругие свойства в контакте (деформацию грунта и элементов движителя);

– описание каждой опоры движителя с учетом формы и размеров пятна контакта;

– описание любого вида нагружения ТА с учетом перераспределения нагрузки между опорами движителя;

– использование любого закона изменения эпюры нормальных давлений в пятне контакта с учетом действия внешних нагрузок и центробежных сил;

– учет режима движения каждой опоры (ведомый, ведущий, тормозной);

– учет конструктивных особенностей опорно-ходовой системы, типа трансмиссии и системы управления поворотом;

– решение кинематических и силовых задач во всем скоростном диапазоне;

– возможность решения задач активного и пассивного поворота.

Различия между моделями поворота не зависят от способа получения уравнений

движения, а определяются в основном описанием силового взаимодействия (реакций со стороны грунта). *Допущения (гипотезы) принимаемые при описании сил в контакте ограничивают в дальнейшем область применения самих моделей движения.*

С точки зрения описания силового взаимодействия движителя с грунтом в **теории поворота гусеничной** машины можно выделить два основных подхода.

1. В теории гусеничных машин силовое взаимодействие сводится к расчету момента сопротивления повороту. Основателем этого метода можно считать В.И. Заславского (1932г), чья формула вычисления момента сопротивления повороту  $M_c = \mu GL/4$  ( $G$  - вес,  $L$  - база,  $\mu$  - коэффициент сопротивления повороту) лежит в основе многих моделей. Впоследствии, посредством поправочных коэффициентов или дополнительных членов, были учтены буксование гусениц и продольное смещение центра поворота.

Медведев М.И. (1934г) предложил теоретический метод расчета коэффициента  $\mu$ . В моделях этого направления силовые факторы являются функциями *деформации* грунта. Боковая составляющая реакции зависит от поперечного смещения точек гусеницы, определяемое радиусом поворота, а продольная – буксованием. Однако, *основным допущением*, лежащим в основе силового взаимодействия, является независимость результирующей силы и момента трения (*принцип суперпозиции при формировании силовых факторов*). Это ограничивает область применения моделей данного направления *большими и средними радиусами поворота и движением без нагрузок.*

Его последователи: Бекетов С.А., Веденицкий Ю.Б., Володин А.Н., Гончаров И.А., Груздев Н.И., Запольский В.И., Иванов П.И., Исаев Е.Г., Карельских Д.К., Кацыгин В.В., Львов Е.Д., Моренко Г.В., Позин Б.М., Татарчук Г.М., Шумилин А.В. и др.

Никитин О.А. (1944г) экспериментально установил зависимость коэффициента сопротивления от радиуса поворота  $\mu(R)$  и вывел *эмпирическую* формулу для условий стационарного поворота. Этот подход получил широкое применение при исследовании быстроходных гусеничных машин. Однако, он *не раскрывает сущности силового взаимодействия гусеницы с грунтом*, и потому не может быть распространен на ТА.

В этом направлении работали: Антонов А.С., Акишев Е.С., Беккер М.Г., Благоврахов А.И., Вонг Д.Ж., Груздев Н.И., Держанский В.Б., Егоров Л.И., Забавников Н.А., Исаев Е.Г., Калман Р.Е., Красеньков В.И., Конев Ю.А., Платонов В.Ф., Тарасов В.В., Фаробин Я.Е., Фромм, Чудаков Д.А. и другие.

2. Другое направление разработал Ф.А. Опейко (1971г). Основываясь на трудах Шиллера Н.Н. (1892г) и Жуковского Н.Е. (1897г) он создал *математическую теорию трения*, согласно которой принцип суперпозиции не применим при связях с трением, а результирующая сила и момент трения в контакте взаимозависимы.

Доказанная Ф.А. Опейко теорема<sup>1</sup> о взаимном расположении МЦС параллельно-поступательно связанных тел позволила решить задачу поворота двухгусеничной машины. Использование в моделях законов сухого трения, без учета деформации грунта, приводит к независимости момента сопротивления от радиуса и, *ограничивает область применение этих моделей поворотом на твердом опорном основании или крутым поворотом на деформируемом.*

Последователями Ф.А. Опейко являются: Бородкин В.А., Давыдик И.И., Гринюк М.Г., Гуськов В.В., Казаченко Г.В., Опейко А.Ф., Нгуен Минь-Дьонг.

<sup>1</sup> МЦС параллельно-поступательно связанных тел лежит на перпендикуляре к их относительному движению.

Таким образом, модели ни одного их направлений в теории поворота гусеничных машин не описывают движение во всем диапазоне возможных радиусов и нагрузок.

В теории поворота колесной машины с точки зрения описания силового взаимодействия выделяется два основных направления.

1. Для машин с управляемыми колесами и шарнирно-сочлененной рамой широкое применение нашла *теория бокового увода*. Исследованиями поворота в данном направлении занимались: Антонов А.С., Бурцев В.В., Володин А.Н., Гаспарянц Г.С., Гладов В.И., Гинзбург Л.Л., Горелов В.А., Зимелев Г.В., Камм В., Кнороз В.И., Кутьков Г.М., Ларин В.В., Литвинов А.С., Мацепуро М.Е., Михайловский Е.В., Певзнер Я.М., Смирнов Г.А., Фалькевич Б.С., Фаробин Я.Е., Хачатуров А.А., Чудакон Е.А. Шумилин А.В. и другие.

В основе описания силового взаимодействия лежит *гипотеза Рокара* о линейной зависимости поперечной силы от угла бокового увода, объясняемая упругими свойствами шины и применимая при *отсутствии скольжения*. Попытки учесть скольжение в рамках теории бокового увода вступают в противоречие с исходными допущениями, и порой приводят к нарушению законов механики.

Модели этого направления хорошо зарекомендовала себя при описании поворота *быстроходных машин по твердому основанию с большими радиусами поворота*, где практически отсутствует скольжение колес и, поперечная сила легко объясняется действием нормального ускорения. Движение ТА на повороте всегда сопровождается скольжением, поэтому модели на основе бокового увода не могут быть применены к описанию криволинейного движения ТА.

2. Для машин с неповоротными колесами и силовым бортовым поворотом взаимодействие движителя с грунтом характеризуется повышенным *скольжением*. *Упругими свойствами шины* в этих моделях *пренебрегают*.

Моделированием движения колесных машин с неповоротными колесами занимались: Антонов А.С., Брянский Ю.А., Володин А.Н., Забавников Н.А., Машков К.Ю., Рождественский Ю.Л., Назаренко Б.Н., Наумов В.Н., Петрушов В.А., Шумилин А.В. и другие. В моделях всех авторов элементарные силы в контакте, сводятся к одной равнодействующей, приложенной в центре давления, что соответствует поступательному скольжению, несовместимому с криволинейным движением. Добавление же к предельной результирующей силе момента трения приводит к превышению предела сцепления в точке. На повороте, при наличии момента трения, значение результирующей силы должно быть меньше своего предельного по сцеплению значения. Чем больше момент, тем меньше результирующая сила, что делает ее неизвестной и *не позволяет записать реакцию со стороны грунта в явном виде*.

*Разные методологические подходы* в описании взаимодействия колесного и гусеничного движителя с грунтом затрудняют возможность их распространения на ТА с комбинированным движителем.

В теории поворота колесных и гусеничных машин мало разработаны *модели пассивного поворота*, имеющего место в технологическом цикле многих ТА.

Это позволяет сформулировать научную проблему, цель и задачи исследования.

**ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ** на основе теоретических и экспериментальных исследований выработан подход к формированию силовых факторов в контакте движителя с грунтом на повороте.

Поворот ТА, *независимо от типа движителя*, сопровождается его скольже-



нием по грунту. Возникающие в контакте элементарные касательные силы трения (сцепления) определяются направлением относительного движения и анизотропией взаимодействия движителя с грунтом.

При плоскопараллельном мгновенно вращательном движении скорость каждой точки контакта перпендикулярна ее радиус-вектору, проведенному из мгновенного центра скоростей (МЦС<sup>1</sup>).

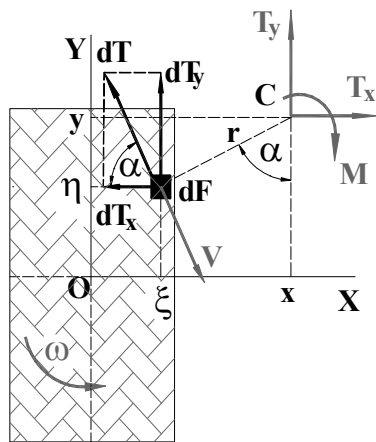


Рис.1 Формирование сил в контакте движителя с грунтом

Составляющие силы (поперечная  $T_x$  и продольная  $T_y$ ) и момент  $M$  являются функциями координат  $(x, y)$  МЦС и, приведенные к нему (рис.1) имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} T_x &= -\int \int_{\eta\xi} q\varphi_x \frac{y-\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}} d\xi d\eta, \\ T_y &= \int \int_{\eta\xi} q\varphi_y \frac{x-\xi}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}} d\xi d\eta, \\ M &= \int \int_{\eta\xi} q \left( \frac{\varphi_x(y-\eta)^2 + \varphi_y(x-\xi)^2}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}} \right) d\xi d\eta, \end{aligned} \right\} (1)^2$$

где  $q$  - нормальное давление в точке контакта с координатами  $\xi, \eta$ ;

$\varphi_x, \varphi_y$  - поперечный и продольный коэффициент в точке с координатами  $\xi, \eta$ .

*Преимущество предлагаемого подхода:*

- учтена взаимосвязь между силой и моментом трения;
- силовые факторы формируются в контакте каждой опоры движителя с грунтом;
- пределы интегрирования позволяют учесть любую форму и размеры контакта;
- возможно описание произвольного закона распределения нормального давления  $q$  по площадке контакта;
- учет анизотропии взаимодействия посредством разных коэффициентов ( $\varphi_y, \varphi_x$ ) трения (сцепления).

*Недостатки формул (1):*

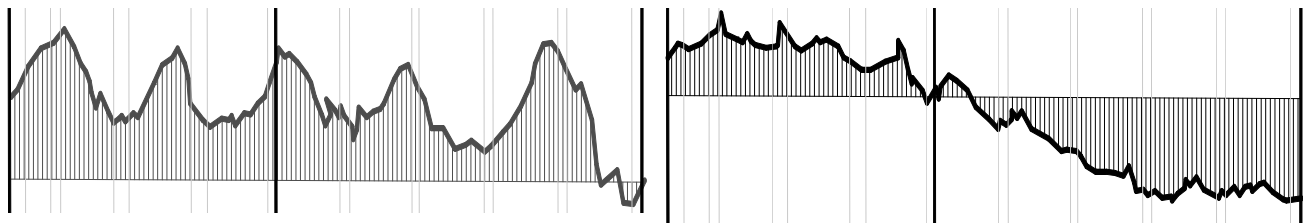
- описывают взаимодействие абсолютно твердых тел без учета деформации грунта и упругих свойств пневматических шин;
- дополнительные неизвестные координаты МЦС потребуют введения дополнительных уравнений.

Упругие свойства грунта учтем посредством переменных коэффициентов  $\varphi_x, \varphi_y$ , приобретающих в этом случае смысл удельных касательных сил в контакте. Закон изменения удельных касательных сил от деформации грунта получен на основе дополнительной обработки независимых экспериментов Татарчука Г.М (1954г), В.П. Запольского (1958г), Гусева А.Г. (2005г).

Выбор аргумента проводился на основе обработки результатов независимого

<sup>1</sup> Мгновенный центр скоростей скольжений (МЦС) – единственная точка опоры движителя, где скольжение отсутствует.

<sup>2</sup> Формулы записаны на основе трудов Шиллера Н.Н., Жуковского Н.Е., Опейко Ф.А.



а) продольное усилие  $T_y$

б) поперечное усилие  $T_x$

Рис.2 Изменение продольного и поперечного усилия динамометрического башмака отстающей гусеницы С-80 при повороте с радиусом 4,34м (эксперимент Татарчука Г.М, слабый суглинок)

эксперимента Татарчука Г.М (1954г), где он с помощью динамометрического звена замерил продольные  $T_y$  и поперечные  $T_x$  усилия, действующие на элементы башмака гусеницы в процессе поворота. Качественный характер записи усилий ( $T_x$  и  $T_y$ ) по мере продвижения звена вдоль гусеницы соответствует законам изменения скольжения (относительного перемещения), а не абсолютного перемещения (рис.2).

В качестве аргумента удельных сил выбрано скольжение в точке контакта.

Закон изменения удельных сил в контакте получен на основе опытов В.П. Запольского по замеру касательных усилий при смещении гусеничных звеньев. Эксперименты с разными гусеничными звеньями показали, что на каждом типе грунта и для каждого значения нормального давления  $q$  величина перемещения гусеничного звена  $S_0$ , соответствующая максимальной силе сцепления, пропорциональна шагу  $t$  (расстоянию между грунтозацепами) гусеницы (рис.3):

$$S_{01}/t_1 = S_{02}/t_2 = S_{03}/t_3 = const, \quad (2)$$

что позволяет перейти от абсолютного перемещения  $S$  к относительному, которое является ни чем иным как буксованием  $S/L = \delta$  (продольным скольжением).

Зависимость продольной удельной силы от буксования  $\varphi_y(\delta)$  запишем формулой, совпадающей по структуре с функцией В.В. Кацыгина при замене аргумента:

$$\varphi_y = \varphi_{yd} \left( 1 + \frac{\chi_\delta}{ch(\delta/\lambda_\delta)} \right) th \left( \frac{\delta}{\lambda_\delta} \right), \quad (3)$$

где  $\varphi_{yd}$  - продольный коэффициент сцепления при полном буксовании;

$\chi_\delta, \lambda_\delta$  - безразмерные коэффициенты, характеризующие свойства грунта.

Формула (3) характеризуется:

- малым числом эмпирических коэффициентов (три),
- физической адекватностью происходящим процессам,
- возможностью описывать любой тип грунта. Для рыхлых почв, где отсутствует срыв грунта  $\chi_\delta = 0$  формула (3) имеет вид  $\varphi_y = \varphi_{yd} th(\delta/\lambda_\delta)$ . Для твердых грунтов  $\lambda = 0$  и  $\varphi_y = \varphi_{yd}$ .

Проверка на колесном движителе<sup>1</sup>. Формула (3), полученная при испытаниях гусеничного движителя и описываемая деформативные свойства грунта, дополнительно проверена на применимость к описанию упругих свойств пневматической шины. Для этого разработан специальный стенд с кинематически связанными беговыми бараба-

<sup>1</sup> Эксперимент проводился Гусевым А.Г. под руководством автора.

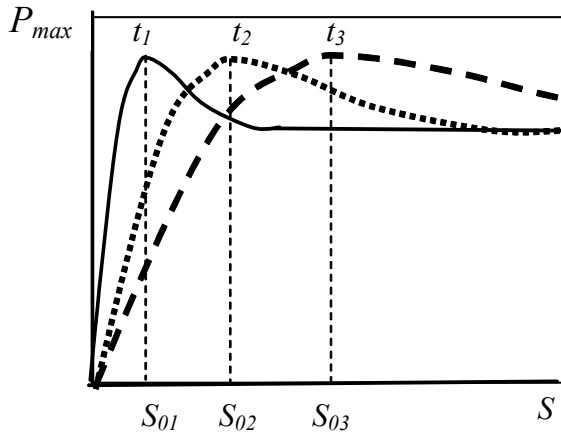


Рис.3 Зависимость сдвигающей силы  $P$  от перемещения  $S$  для гусеницы с различным расстоянием между грунтозацепами  $t$  (Запольский В.П.)

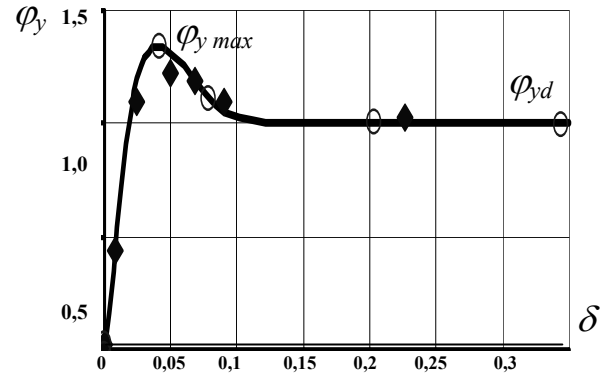


Рис.4 Зависимость удельного тягового усилия  $\varphi_y$  от буксования колеса  $\delta$   
 — - расчетная кривая по формуле (3) при  $\chi_\delta=1,36$   $\lambda_\delta=0,025$   
 ●● - экспериментальные значения (Гусев А.Г.).

нами, позволяющий за счет изменения передаточного числа рассогласующей передачи создавать любое фиксированное буксование. Экспериментальная зависимость удельного тягового усилия от буксования  $\varphi_y(\delta)$  описывается формулой (3) (рис.4).

Силовые факторы с учетом упругих свойств в контакте (двигателя и грунта) приобретают следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} T_x &= - \int \int_{\eta \xi} q \varphi_{dx} \left( 1 + \frac{\chi_\delta}{ch(k_\delta / \lambda_\delta)} \right) th \left( \frac{k_\delta}{\lambda_\delta} \right) \frac{y - \eta}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta, \\ T_y &= \int \int_{\eta \xi} q \varphi_{dy} \left( 1 + \frac{\chi_\delta}{ch(k_\delta / \lambda_\delta)} \right) th \left( \frac{k_\delta}{\lambda_\delta} \right) \frac{x - \xi}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta, \\ M &= - \int \int_{\eta \xi} q \left( 1 + \frac{\chi_\delta}{ch(k_\delta / \lambda_\delta)} \right) th \left( \frac{k_\delta}{\lambda_\delta} \right) \frac{\varphi_{dx} (y - \eta)^2 + \varphi_{dy} (x - \xi)^2}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где касательные удельные силы  $\varphi_x, \varphi_y$  зависят от скольжения  $k_\delta$  в точке

$$\varphi = \varphi_d \left( 1 + \frac{\chi_\delta}{ch(k_\delta / \lambda_\delta)} \right) th \left( \frac{k_\delta}{\lambda_\delta} \right), \quad (5)$$

определяемое, как отношение скорости скольжения к теоретической скорости опоры  $k_\delta = V_{СК} / V_T$ . (6)

Силовые факторы  $T_x, T_y, M$  в контакте каждой опоры (4) зависят от неизвестных координат  $(x, y)$  МЦС, что сводит силовую задачу к кинематике движения.

**В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ** исследуется кинематика криволинейного движения системы грунт – движитель - машина и описываются возникающие на повороте связи.

Введем неподвижную систему координат  $(XY)$ , подвижную систему машины  $(X_1Y_1)$  и местные системы отсчета  $(X_{ij}Y_{ij})$ , связанные с каждой из опор движителя (рис.7).

**Кинематика стационарного поворота** (начало подвижной системы  $X_1Y_1$  совпадает с центром поворота машины).

Действительная  $V_{Dij}$  скорость точки пятна контакта (т.  $A_{ij}$ ) любой  $ij$  произвольно

расположенной опоры складывается из теоретической скорости  $V_{Tij}$  (обеспечиваемой моторно-трансмиссионной установкой) и скорости скольжения  $V_{CKij}$  (рис.5). Единственной точкой, где отсутствует скольжение является МЦС, поэтому точка корпуса, находящаяся над МЦС (т.С<sub>ij</sub>) имеет только теоретическую скорость движения  $V_{Tij}$ , направленную вдоль плоскости качения  $ij$  опоры. В диссертации сформулирована и доказана **теорема ортогональности для неуправляемой опоры движителя**: при повороте машины МЦС опорной площадки произвольно расположенной опоры движителя лежит на перпендикуляре, опущенном из центра поворота машины на плоскость ее качения.

Эта теорема является обобщением теоремы Ф.А. Опейко о взаимном расположении центров скольжения параллельно - поступательно связанных тел и позволяет для каждой опоры записать **уравнения связей**:

$$x_{cij} \cdot \sin \gamma_{ij} - y_{cij} \cdot \cos \gamma_{ij} = 0, \quad (7)$$

$$V_{Tij} = \omega(O_1 C_{ij}), \quad (8)$$

где  $x_{cij}, y_{cij}$  - координаты МЦС опоры движителя в системе машины;

$V_{Tij}$  - теоретическая скорость оси  $ij$  опоры,

$O_1 C_{ij}$  - расстояние от центра поворота машины до МЦС  $ij$  опоры;

$\gamma_{ij}$  - угол поворота  $ij$  опоры относительно вертикальной оси в системе машины.

Уравнение геометрической связи (7) отражает конструктивную схему и параметры ТА (базу, колею, число опор и их взаимное расположение), так как преобразование координат МЦС ( $x_{cij}, y_{cij}$ ) для любой конструктивной схемы опорно-ходовой системы (с шарнирно-сочлененной рамой, с управляемыми или неповоротными опорами) выполняется последовательным сдвигом и поворотом.

Уравнение кинематической связи (8) обусловлено схемой управления поворотом и отражает режим движения каждой опоры (ведомый, ведущий, тормозной). В некоторых случаях уравнение (8) удобнее записать через силовые факторы, так как последние являются функциями координат МЦС:

– ведомое колесо (гусеница, борт)  $T_{yij} = 0$ , (9)

– тормозное колесо (гусеница, борт)  $x_{cij} = 0$ ; (10)

– мотор – колесо с индивидуальным приводом  $\omega = V_{Tij} / \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2}$ , (11)

– известное соотношение теоретических скоростей  $j$  и  $j+1$  бортов (гусениц)  
 $\kappa = V_{mj+1} / V_{mj} = (x_0 + B + x_{j+1}) / (x_0 + x_j)$ . (12)

– межосевой дифференциал между  $i$  и  $i+1$  осями  $\sum r_i T_{yi} = \kappa \sum r_{i+1} T_{yi+1}$ , (13)

где  $\kappa$  - коэффициент пропорциональности крутящих моментов;

– межколесный дифференциал между  $j$  и  $j+1$  колесами  $r_j T_{yj} = r_{j+1} T_{yj+1}$ ; (14)

– бездифференциальная ведущая ось  $x_{cj} = x_{cj+1}$ , (15)

где  $i$  и  $i+1$  колеса одной оси;

– пропорциональность (равенство) теоретических скоростей ведущих элементов

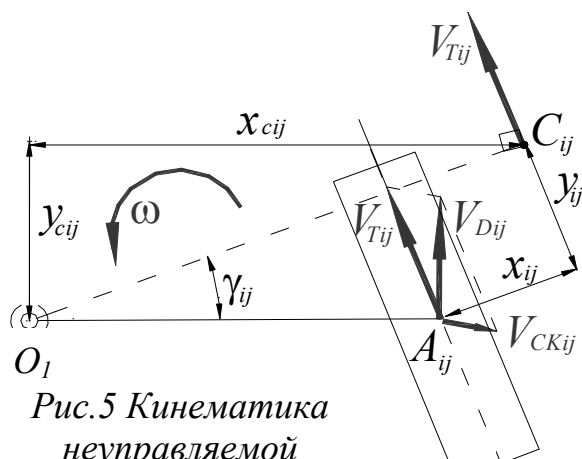


Рис.5 Кинематика неуправляемой произвольно расположенной опоры

$$i \text{ и } i+1 \text{ осей} \quad k \sum R_i / r_i = \sum R_i / r_{i+1}, \quad (16)$$

где  $k$  - коэффициент пропорциональности.

$$- \text{рояльное колесо } T_{xij}(L_0 + y_{ij}) + M_{ij} = 0, \quad (17)$$

где  $L_0$  – расстояние от геометрического центра следа до рояльного шарнира;

Различное сочетание уравнений геометрических (7) и кинематических связей (9-17) позволяет описать ограничения, накладываемые конструктивной схемой (число опор движителя, их взаимное расположение, схема рулевого управления, база и колея) и системой управления (особенности трансмиссии) на параметры криволинейного движения произвольного ТА.

### Кинематика нестационарного поворота

При нестационарном криволинейном движении управляемые колеса участвует в двух вращательных движениях относительно параллельных осей (рис.6): поворот вместе с корпусом машины (вокруг центра поворота т.О<sub>1</sub>) и поворот относительно корпуса (вокруг оси шкворня т.В<sub>ij</sub>). Сформулирована и доказана **обобщенная теорема ортогональности для управляемой опоры**: при повороте машины МЦС управляемого колеса лежит на перпендикуляре, опущенном на плоскость его качения из точки К, лежащей на линии, соединяющей центр поворота машины с осью шкворня и делящей ее обратно пропорционально угловым скоростям машины ( $\dot{\alpha}$ ) и относительного поворота колеса ( $\dot{\gamma}$ ).

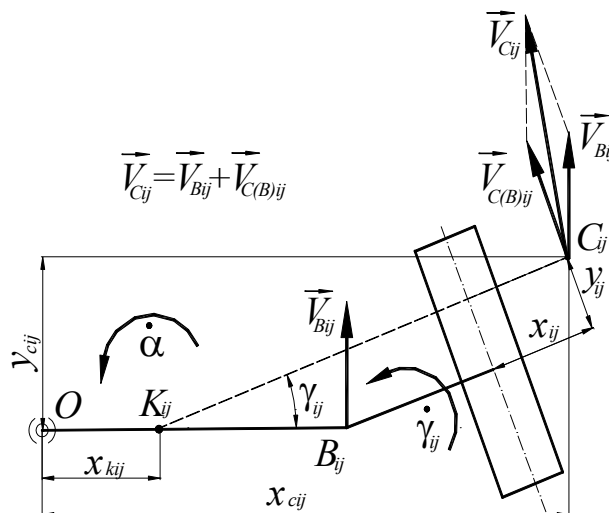


Рис.6. Кинематика управляемого колеса

Уравнения связей имеют вид:

$$(x_{cij} - x_{kij}) \sin(\alpha + \gamma_{ij}) - (y_{cij} - y_{kij}) \cos(\alpha + \gamma_{ij}) = 0, \quad (18)$$

$$V_{Tij} = (\dot{\alpha} + \dot{\gamma}_{ij}) \cdot (K_{ij} C_{ij}), \quad (19)$$

где  $x_{kij}, y_{kij}$  - координаты точки К (рис.6)  $ij$  опоры в неподвижной системе;

$x_{cij}, y_{cij}$  - координаты МЦС  $ij$  опоры в неподвижной системе (рис.6);

$K_{ij} C_{ij}$  - расстояние от точки К (рис.6) до МЦС  $ij$  опоры;

$\alpha, \gamma_{ij}, \dot{\alpha}, \dot{\gamma}_{ij}$  - углы поворота и угловые скорости корпуса и  $ij$  опоры относительно корпуса.

После преобразования координат и решения уравнений связи относительно неизвестных координат МЦС  $x_{ij}, y_{ij}$  получаем:

$$x_{ij} = \frac{(\dot{x}_{um} \sin(\alpha + \gamma_{ij}) + V_{Tij} - \dot{y}_{um} \cos(\alpha + \gamma_{ij}) - \dot{\alpha} (B_{ij} \cos \gamma_{ij} + L_{ij} \sin \gamma_{ij}))}{\dot{\alpha} + \dot{\gamma}_{ij}}, \quad (20)$$

$$y_{ij} = \frac{(\dot{x}_{um} \cos(\alpha + \gamma_{ij}) + \dot{y}_{um} \sin(\alpha + \gamma_{ij}) + \dot{\alpha} (B_{ij} \sin \gamma_{ij} - L_{ij} \cos \gamma_{ij}))}{\dot{\alpha} + \dot{\gamma}_{ij}}, \quad (21)$$

где  $\dot{x}_{um}, \dot{y}_{um}$  - скорости центра масс машины в неподвижной системе координат;

$B_{ij}, L_{ij}$  - поперечная и продольная база  $ij$  опоры в системе машины.

Уравнения (20,21) представляют другой вид уравнений кинематических связей

(в общем случае неголономных) для управляемого криволинейного движения, отражающих конструктивные параметры  $(B_{ij}, L_{ij}, \gamma_{ij})$  и систему управления. Порядок системы уравнений связей (20,21) на две единицы меньше чем системы (18,19).

Теоремы ортогональности справедливы и для момента **страгивания** (начального момента криволинейного движения), когда отсутствует угловая скорость  $\omega = 0$  и *центры скоростей и ускорений совпадают*.

**ЧЕТВЕРТАЯ ГЛАВА** посвящена составлению обобщенной модели управляемого криволинейного движения произвольного многоопорного ТА и разработке методики построения частных моделей.

**Обобщенная модель управляемого поворота** произвольного многоопорного ТА с  $n$  осями ( $i = 1..n$ ) и  $m$  опорами на каждой оси ( $j = 1..m$ ) предназначена для описания нестационарного движения. Она состоит из трех дифференциальных уравнений движения (рис.7):

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_{um} &= \sum (Tx_{ij} \cos(\gamma_{ij} + \alpha) - Ty_{ij} \sin(\gamma_{ij} + \alpha) + f_{ij}G_{ij} \sin(\gamma_{ij} + \alpha)) + P_x, \\ m\ddot{y}_{um} &= \sum (Tx_{ij} \sin(\gamma_{ij} + \alpha) + Ty_{ij} \cos(\gamma_{ij} + \alpha) - f_{ij}G_{ij} \cos(\gamma_{ij} + \alpha)) + P_y, \\ J\ddot{\alpha} &= \sum \left( \begin{aligned} &Ty_{ij} \sin \gamma_{ij} - Tx_{ij} \cos \gamma_{ij} (L_{ij} - y_{um} + x_{ij} \sin \gamma_{ij} + y_{ij} \cos \gamma_{ij}) - \\ &- f_{ij}G_{ij} \cos \gamma_{ij} (B_{ij} - x_{um}) - f_{ij}G_{ij} \sin \gamma_{ij} (L_{ij} - x_{um}) - M_{ij} + \\ &+ (Ty_{ij} \cos \gamma_{ij} + Tx_{ij} \sin \gamma_{ij}) (B_{ij} - x_{um} + x_{ij} \cos \gamma_{ij} - y_{ij} \sin \gamma_{ij}) \end{aligned} \right) + M, \end{aligned} \right\} (22)$$

и  $2nm$  уравнений связей вида (20,21),

где  $x_{um}, y_{um}, \alpha$  - текущие координаты центра масс и угла поворота корпуса машины в неподвижной декартовой системе;

$f_{ij}G_{ij}$  - сопротивление движению  $ij$  опоры;

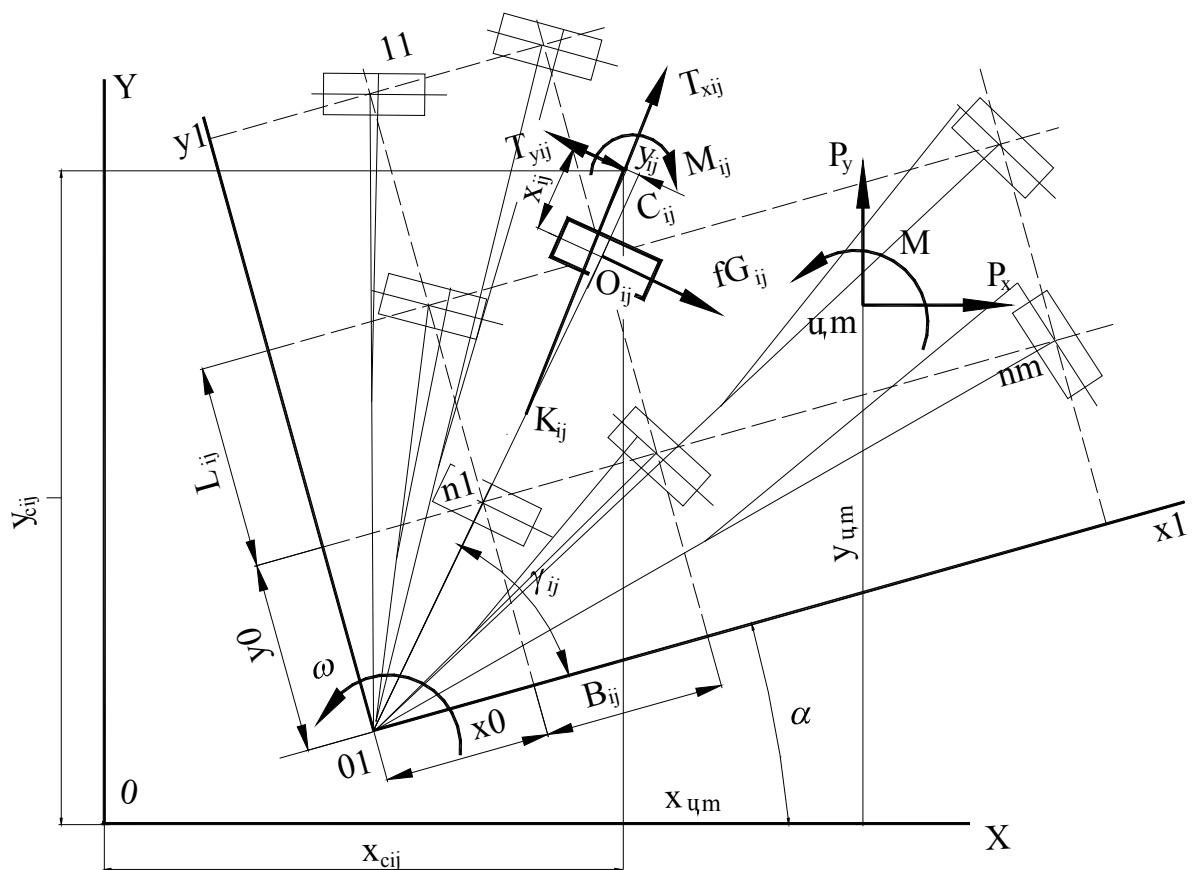


Рис.7 Схема нестационарного поворота произвольного многоопорного ТА

$m, J$  - масса и момент инерции машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;

$P_x, P_y, M$  - внешние силы и внешний момент, приведенные к центру масс машины;

$Tx_{ij}, Ty_{ij}, M_{ij}$  - силовые факторы в контакте  $ij$  опоры с грунтом, записанные по формулам (4), как функции координат МЦС с учетом переменных удельных касательных сил  $\varphi_x, \varphi_y$ , зависящих от скольжения  $k_{\delta ij}$  в точке с координатами  $\xi, \eta$ :

$$k_{\delta ij} = \frac{V_{ckij}}{V_{Tij}} = \frac{(\dot{\alpha} + \dot{\gamma}_{ij}) \sqrt{(x_{ij} - \xi)^2 + (y_{ij} - \eta)^2}}{V_{Tij}} = \frac{\sqrt{(x_{ij} - \xi)^2 + (y_{ij} - \eta)^2}}{\sqrt{(x_{cij} - x_{kij})^2 + (y_{cij} + y_{kij})^2}}. \quad (23)$$

В качестве управляющих параметров выступают:  $V_{Tij}, \gamma_{ij}, \dot{\gamma}_{ij}$ . Начальные условия движения (координаты МЦС) принимаются из решения задачи страгивания.

В результате решения системы уравнений (21-23) относительно неизвестных  $x_{цм}, y_{цм}, \alpha$  и  $2nm$  координат МЦС площадок контакта  $x_{ij}, y_{ij}$  получаем все силовые и кинематические характеристики криволинейного движения ТА: угловую скорость; траекторию движения, продольную и поперечную составляющие скорости центра масс; действительный радиус поворота; нормальное ускорение; тяговые усилия и буксование на ведущих опорах; распределение нормальных реакций на опорах; потери мощности и их изменение во времени в зависимости от управляющих параметров.

Обобщенная модель управляемого криволинейного движения допускает преобразования. На основе соответствующих упрощений разработана *методика построения частных моделей для различных режимов поворота*.

**Стационарный поворот** характеризуется постоянным радиусом поворота и реализуется при постоянных управляющих параметрах:  $\dot{\gamma}_{ij} = 0, \varepsilon = \ddot{\alpha} = 0$ . Модель стационарного поворота составляется в естественных координатах подвижного трехгранника ( $\alpha = 0$ ). В качестве неизвестных выступают координаты центра поворота в системе машины  $x_0, y_0$ , ее угловая скорость  $\omega$  и координаты МЦС  $x_{ij}, y_{ij}$ . Модель стационарного поворота представляет собой систему из  $2nm$  уравнений связей (7-17) и трех уравнений движения:

$$\left. \begin{aligned} -m\omega^2 y_0 &= \sum (Tx_{ij} \cos \gamma_{ij} - Ty_{ij} \sin \gamma_{ij} + f_{ij} G_{ij} \sin \gamma_{ij}) + P_x, \\ -m\omega^2 x_0 &= \sum (Tx_{ij} \sin \gamma_{ij} + Ty_{ij} \cos \gamma_{ij} - f_{ij} G_{ij} \cos \gamma_{ij}) + P_y, \\ 0 &= \sum \left( M_{ij} + Ty_{ij} \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - f_{ij} G_{ij} \left( \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - x_{ij} \right) \right) + M \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Скольжение в точке  $k_{\delta ij}$  (23) в выражениях силовых факторов  $Tx_{ij}, Ty_{ij}, M_{ij}$  упрощается до вида  $k_{\delta ij} = \sqrt{(x_{ij} - \xi)^2 + (y_{ji} - \eta)^2} / \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2}$ .

**Статический стационарный поворот** характеризуется малыми рабочими скоростями ( $\omega = 0$ ), когда центробежные силы настолько малы, что ими можно пренебречь. Это приводит к снижению на единицу числа неизвестных и преобразованию уравнений движения (24) к уравнениям равновесия (левые части равны нулю).

Число уравнений геометрических связей (7) сохраняется (равно числу опор движителя), а количество уравнений кинематических связей (8) уменьшается на единицу за счет исключения угловой скорости поворота  $\omega$ :  $\omega = V_{ij} / R_{ij} = V_{nm} / R_{nn}$ .

**Квазистатический поворот** – криволинейное движение с переменным радиусом, когда силами инерции можно пренебречь, тогда в каждый момент времени имеется уравновешенная система сил. Модель представляет собой смешанную систему, состоящую из  $2nm + 2$  алгебраических уравнений статического поворота и трех дифференциальных уравнений первого порядка для построения траектории:

$$\left. \begin{aligned} 0 &= \sum (Tx_{ij} \cos \gamma_{ij} - Ty_{ij} \sin \gamma_{ij} + f_{ij} G_{ij} \sin \gamma_{ij}) + P_x, \\ 0 &= \sum (Tx_{ij} \sin \gamma_{ij} + Ty_{ij} \cos \gamma_{ij} - f_{ij} G_{ij} \cos \gamma_{ij}) + P_y, \\ 0 &= \sum \left( M_{ij} + Ty_{ij} \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - f_{ij} G_{ij} \left( \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - x_{ij} \right) \right) + M, \\ x_{cij} \cdot \sin \gamma_{ij} - y_{cij} \cdot \cos \gamma_{ij} &= 0, \\ R_{ij} / R_{nm} &= \kappa, \\ dx_{um} &= ds \cos \alpha, \\ dy_{um} &= ds \sin \alpha, \\ d\alpha &= ds / \rho_{um}. \end{aligned} \right\} (25)$$

где  $\rho_{um}$  - радиус кривизны траектории центра масс;

$ds = Vdt$  – дифференциал дуги кривой в точке.

**ПЯТАЯ ГЛАВА** посвящена экспериментальной проверке основных теоретических положений на примере стационарного поворота, что позволило исключить влияние различных случайных факторов.

В качестве объектов авторских и независимых были выбраны четыре различных ТА: гусеничный трактор, малогабаритный погрузчик с управляемыми колесами, тракторный поезд и фронтальный погрузчик с шарнирно-сочлененной рамой. Экспериментальные объекты различались:

- по типу движителя (гусеничного и колесного);
- схемами опорно-ходовых системы (с неповоротными опорами, управляемыми колесами, с шарнирно-сочлененной рамой и неуправляемым шарнирным соединением);
- видами нагружения (крюковой и весовой с консольным смещением);
- системами управления, позволяющих реализовать все режимы движения опор (ведомый, ведущий и тормозной) в разном их сочетании.

Адекватность частных моделей проверялась по силовым и кинематическим параметрам движения.

**Поворот гусеничного трактора** (независимый эксперимент 1962г, Гуськов В.В., Позин Б.М.). Эксперимент проводился на четырех различных типах грунта: пахота, песок, стерня и торфяное покрытие. В качестве объекта использован опытный тягач, конструкция которого позволяет в широких пределах менять базу ( $L=1,67 \dots 3,8$ м) и колею ( $B=1,435 \dots 1,92$ м) с различным отношением базы к колее:  $L/B=1,16; 1,42; 1,89; 1,98$  и  $2,64$  удельным давлением.

Эксперимент состоял из 30-100 опытов для каждого варианта машины и типа грунта при различных радиусах движения: от  $R=1,5$ м (поворот вокруг тормозной гусеницы) до  $R=70$ м (поворот с отключенным отстающим бортом). В процессе эксперимента замерялись радиус движения и крутящие моменты на ведущих колесах, с последующим пересчетом их на момент сопротивления повороту  $M_c = (Ty_2 - Ty_1)0,5B$ .



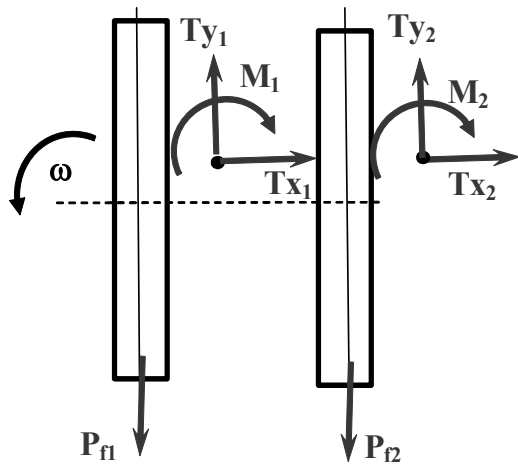


Рис.8 Силовая схема поворота гусеничной машины

Модель поворота (рис.8) состоит из:

3 уравнений движения (24)

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M_0 = 0;$$

2 уравнений геометрических связей (7)

$$y_0 + y_1 = 0; \quad y_1 = y_2;$$

1 уравнение кинематических связей (9,11,13), в зависимости от режима управления

$T_{y1} = 0$  - отстающая гусеница отключена,

$x_0 + x_1 = 0$  - отстающая гусеница заторможена,

$(x_0 + x_1)k = x_0 + B + x_2$  - с известным скоростным соотношением бортов.

Адекватность модели оценивалась по силовому параметру - коэффициенту сопротивления повороту  $\mu = 4M_c / GL$ . Теоретическая зависимость  $\mu(R)$  по модели автора для всех 5 вариантов трактора и 4 типов грунта лежит в пределах доверительного интервала  $\pm 2\sigma$  во всем диапазоне исследуемых радиусов  $R=1,5 \dots 70$ м (рис.9).

Сравнение теоретических кривых  $\mu(R)$  по модели автора и другим моделям показало, что:

- на больших и средних радиусах  $R > 10$ м с погрешностью не более 5% совпадает с результатами расчета по модели Б.М. Позина (автор эксперимента);

- на малых радиусах с погрешностью до 2% совпадает с результатами по модели Ф.А. Опейко.

**Поворот малогабаритного погрузчика Т-02 с управляемыми передними колесами** (собственный эксперимент 2000г) проводился на твердом бетонном покрытии. В погрузчике реализовано две нетрадиционные схемы управления поворотом (рис.10). Имитация режима нагружения погрузчика проводилась мерными грузами массой по 50кг. Величина перегрузки передней оси по отношению к задней  $\Delta G = G_{пер} / G_{зад}$  изменялась в диапазоне  $\Delta G = 0,5 \dots 6,2$ . В эксперименте по следам струйных маркеров, закрепленных на крыльях трактора у переднего наружного и заднего внутреннего колес, измерялись диаметры поворота.

Модель поворота (рис.11) состоит из:

3 уравнений движения (25)

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M_0 = 0;$$

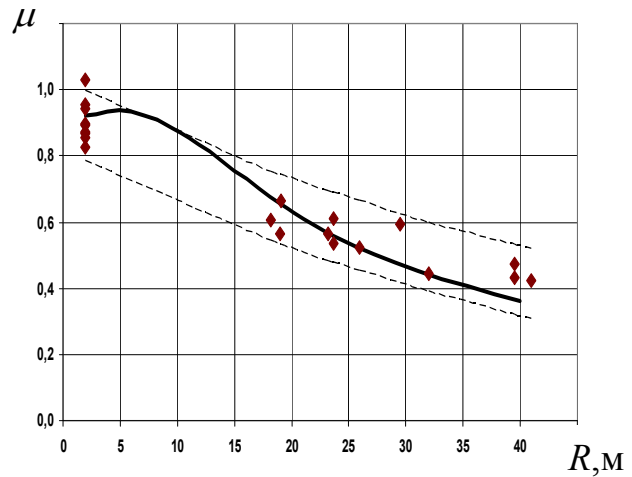


Рис.9 Экспериментальные значения коэффициента  $\mu$  и теоретическая зависимость  $\mu$  от радиуса  $R$

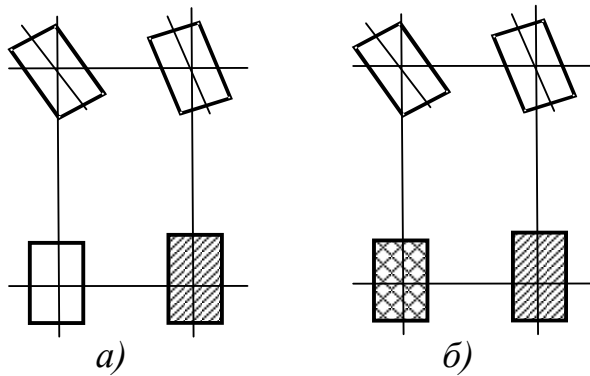


Рис.10. Схемы управления поворотом погрузчика T-02

- ведущая опора;
- тормозная опора;
- ведомая опора.

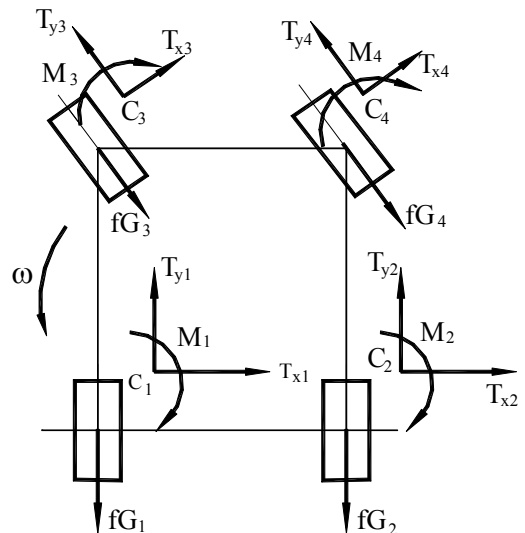


Рис.11 Силовая схема поворота погрузчика T-02

4 уравнений геометрических связей (7):

$$y_1 = y_2; \quad x_{c3} \sin \gamma_3 = y_{c3} \cos \gamma_3;$$

$$y_0 + y_1 = 0; \quad x_{c4} \sin \gamma_4 = y_{c4} \cos \gamma_4.$$

3 уравнений кинематических связей (9,11) в зависимости от реализуемой схемы

$$T_{y3} = 0; \quad T_{y4} = 0;$$

$$T_{y1} = 0 \text{ (рис.10а) или } x_0 + x_1 = 0 \text{ (рис.10б).}$$

Адекватность модели поворота колесного погрузчика T-02 оценивалась по кинематическому параметру - значениям диаметров поворота (рис.12).

Максимальное относительное отклонение экспериментальных точек от расчетных кривых во всем диапазоне перегрузок  $\Delta G = 0,5 \dots 6,2$  для обеих схем управления поворотом не превысило 8%.

Экспериментально установлено и теоретически подтверждено, что торможение заднего внутреннего колеса (рис. 10б) приводит к уменьшению радиуса поворота в

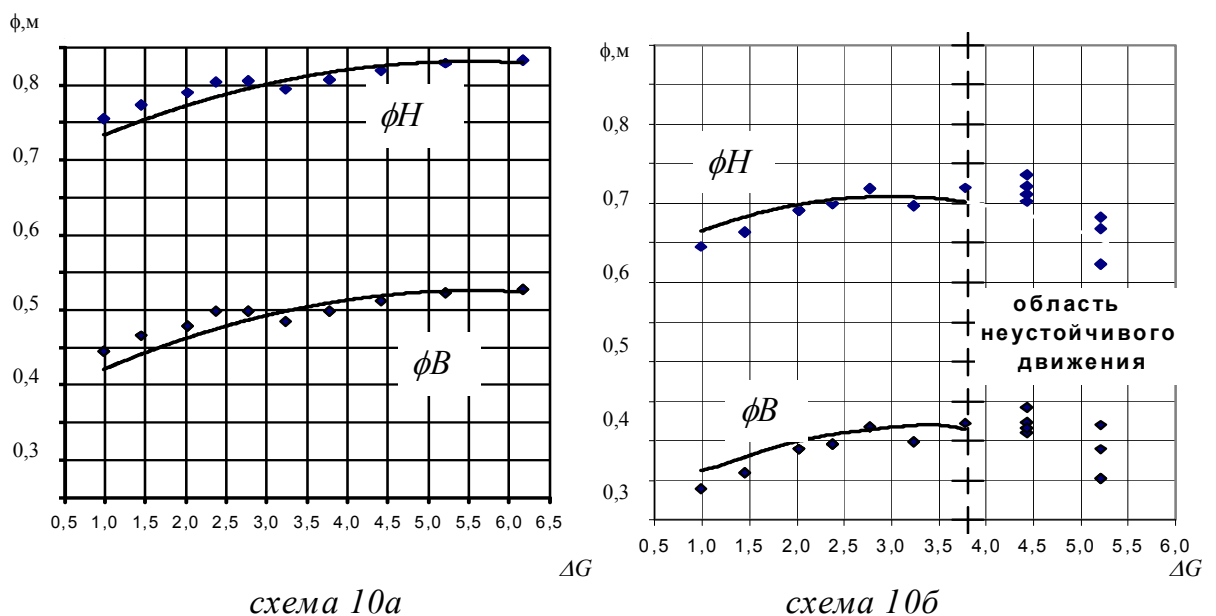


Рис.12 Сравнение экспериментальных значений наружного  $\phi_H$  и внутреннего  $\phi_B$  диаметров поворота с результатами расчета.

◆◆ эксперимент; — расчет

1,5 раза, однако при перегрузке  $\Delta G = 3,8$  погрузчик теряет способность к движению, проявляющееся в повышенном буксовании, нарушении стационарной траектории и характеризуется большим разбросом результатов замеров.

**Поворот тракторного поезда с двумя одноосными пассивными прицепами** на базе колесного трактора Т-02 (2006г<sup>1</sup>) проводился на твердом бетонном основании в двух режимах нагружения (с нагруженными и ненагруженными прицепами). Тягач двигался в режиме отключенного заднего внутреннего колеса (схема 10а) при максимальном угле поворота передних ведомых колес.

Особенностью данного ТА является то, что в процессе поворота углы  $\alpha_1, \alpha_2$  складывания тягача и прицепов являются неизвестными и формируются в процессе движения под действием внешних сил (реакций грунта).

В результате эксперимента измерялись углы  $\alpha_1, \alpha_2$  складывания и радиусы поворота всех частей поезда (рис.13).

Модель поворота состоит из:

3 уравнений движения (в форме равновесия для всего поезда)

$$\sum X = 0; \sum Y = 0; \sum M_0 = 0;$$

2 уравнения относительного поворота (в форме равенства нулю момента в шарнирах складывания)

$$\sum M_A = 0 \text{ - для тягача;}$$

$$\sum M_B = 0 \text{ - для второго прицепа;}$$

8 уравнений геометрических связей (7)

$$y_0 + y_1 = 0; \quad y_1 = y_2;$$

$$x_{c3} \sin \gamma_3 = y_{c3} \cos \gamma_3;$$

$$x_{c4} \sin \gamma_4 = y_{c4} \cos \gamma_4;$$

$$x_{c5} \sin \alpha = y_{c5} \cos \alpha;$$

$$y_5 = y_6; \quad y_7 = y_8;$$

$$x_{c7} \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = y_{c7} \cos(\alpha_1 + \alpha_2);$$

7 уравнений ведомых колес (9)

$$T_{y1} = 0; \quad T_{y3} = 0; \quad T_{y4} = 0; \quad T_{y5} = 0;$$

$$T_{y6} = 0; \quad T_{y7} = 0; \quad T_{y8} = 0.$$

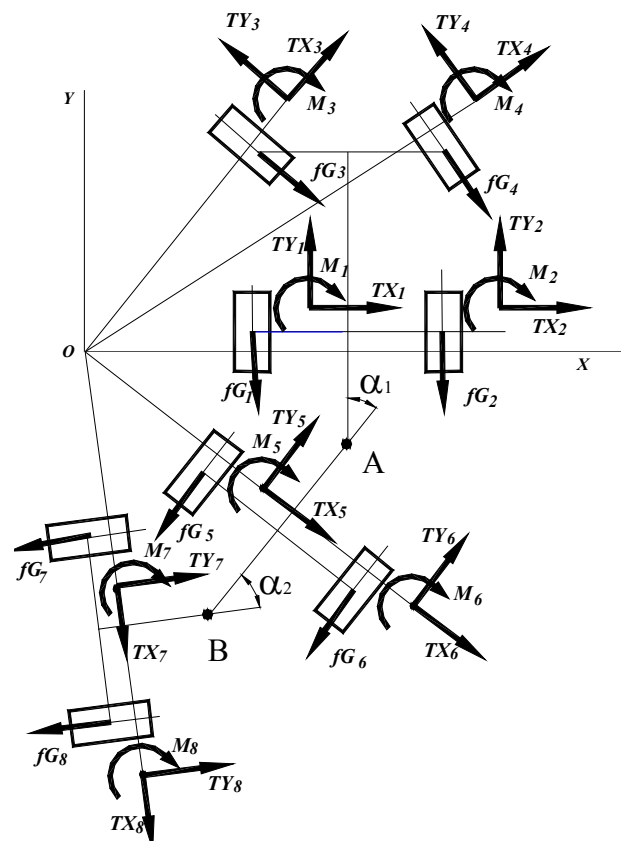


Рис.13 Силевая схема поворота поезда с двумя прицепами

Адекватность модели оценивалась по кинематическим параметрам: радиусы поворота и углы складывания. Отклонение экспериментальных значений углов складывания от расчетных не превысило 5,5%, радиусов – 7,6%.

**Поворот колесного шарнирно-сочлененного фронтального погрузчика ПК-5** (2005г<sup>2</sup>) с гидростатической трансмиссией осуществлялся на бетоне и рыхлом суглинке в двух режимах нагружения (с нагрузкой в ковше и без нее) при десяти различных углах складывания, представляющих собой управляющие параметры.

В результате эксперимента измерялись радиусы поворота (непосредственно по следам струйных маркеров у переднего наружного и заднего внутреннего колес) и тяговые усилия (путем пересчета крутящих моментов на ведущих мостах).

<sup>1</sup> Эксперимент проводился Наратовым Д.И. под руководством автора

<sup>2</sup> Эксперимент проводился Вершинским Л.В. под руководством автора

Особенностью сочлененных фронтальных погрузчиков является значительное перераспределение вертикальных реакций на колесах при его складывании. При складывании ПК-5 (с передним балансиром) на угол  $30^0$  и номинальным грузом в ковше (50кН) нормальная нагрузка на колесах отличается в 6 раз (1,4кН и 8,3кН). Это приводит к изменению динамических радиусов колес, возникновению продольного и поперечного кинематического несоответствия и циркуляции мощности.

В модели перераспределение нормальных реакций на колесах отражается в значениях нормального давления  $q$  и размерах пятен контакта колес в формулах (4) силовых факторов, а также в радиусах колес в кинематических уравнениях связей (15,17).

Модель поворота (рис.14) состоит из:

3 уравнений движения (25)

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M_0 = 0;$$

4 уравнений геометрических связей (7)

$$y_0 + y_1 = 0; \quad y_1 = y_2;$$

$$x_{c3} \sin \gamma = y_{c3} \cos \gamma; \quad y_4 = y_3$$

3 уравнений кинематических связей (15,17)

$$T_{y1} \cdot r_1 = T_{y2} \cdot r_2; \quad T_{y3} \cdot r_3 = T_{y4} \cdot r_4;$$

$$\frac{\sqrt{x_{c1}^2 + y_{c1}^2}}{r_1} + \frac{\sqrt{x_{c2}^2 + y_{c2}^2}}{r_2} = k \left( \frac{\sqrt{x_{c3}^2 + y_{c3}^2}}{r_3} + \frac{\sqrt{x_{c4}^2 + y_{c4}^2}}{r_4} \right).$$

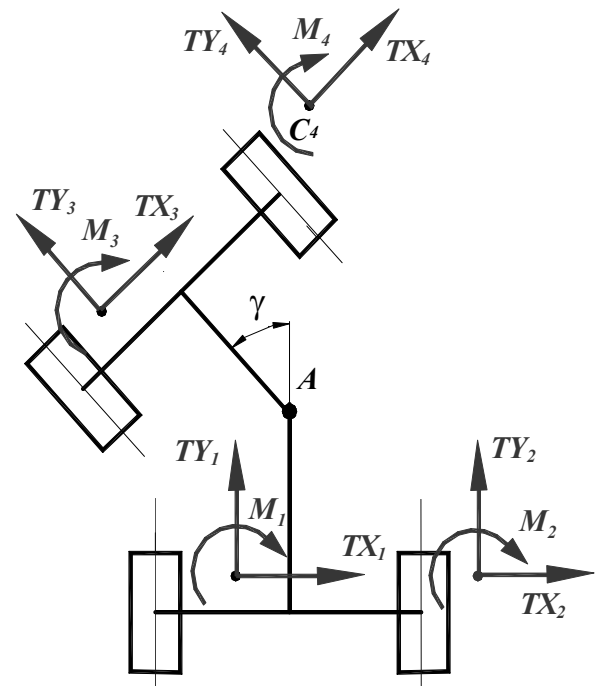


Рис.14 Силевая схема поворота ПК-5

Адекватность модели оценивалась одновременно по силовым (тяговым усилиям) и кинематическим (радиусам поворота) параметрам движения. Сравнение аппроксимирующих и теоретических кривых (рис.15) зависимостей радиусов поворота и тяговых усилий от угла складывания на всех режимах движения составило не более 13%.

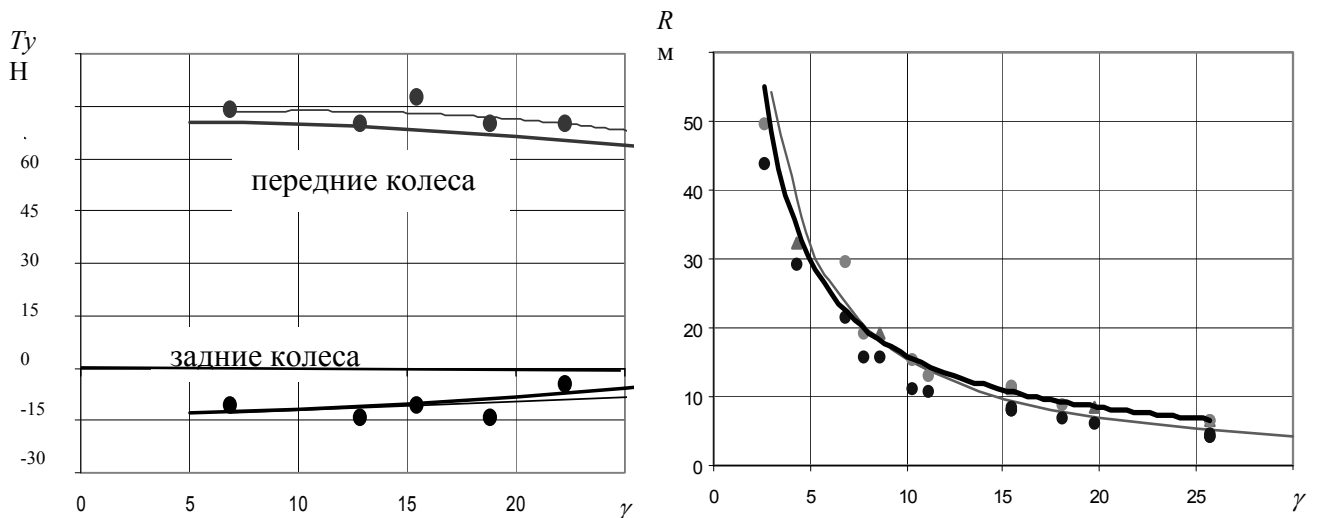
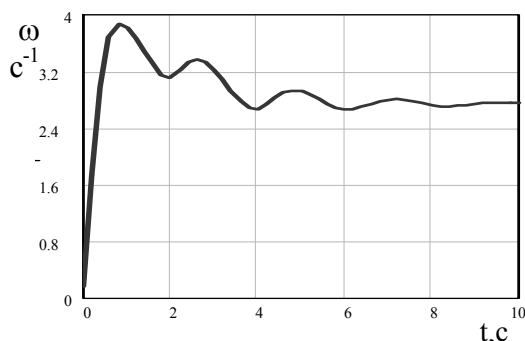


Рис.15 Зависимость радиуса поворота  $R$  и тяговых усилий  $T_y$  на ведущих колесах от угла складывания  $\gamma$  при движении по суглинку с грузом 2 тонны в ковше

•••- эксперимент; —- аппроксимирующие кривые; —- теоретические кривые

**В ШЕСТОЙ ГЛАВЕ** приведены примеры решения наиболее часто встречающихся задач активного поворота на примерах<sup>1</sup> отдельных ТА (экскаватор, тракторный поезд, погрузчик, гусеничный трактор, путепереукладчик и др.), выработаны практические рекомендации, внедренные в конструкциях машин.

**Построение действительной траектории криволинейного движения** в зависимости от законов изменения управляющих параметров. Задача переходного режима



*Рис.16 Изменение угловой скорости гусеничного ТА (вход в поворот режим торможением отстающего борта,  $V_0=10\text{км/ч}$ )*

на основе общей динамической модели движения (21-24) решена на примере входа в поворот гусеничного трактора с бортовым фрикционом и простым дифференциалом. В работе приведены примеры действительных траекторий движения при различных начальных условиях (скорости входа в поворот) и времени изменения управляющих параметров (теоретических скоростей обоих бортов).

Модель позволяет в зависимости от управляющих параметров получить законы изменения всех силовых и кинематических параметров движения (рис.16).

**Расчет минимального радиуса поворота  $R_{min}$**  – одна из классических задач оценки поворотливости ТА, позволяющая определить необходимые для движения размеры ограниченного пространства.

В работе данная задача рассмотрена на примере тракторного пассажирского поезда с заданной кривизной рабочей трассы ( $R_{min} \leq 7,5\text{м}$ ) и пассажировместимостью вагонов (20чел). Проведен анализ зависимости  $R_{min}$  от числа и типа прицепов, длины их базы и способа управления поворотом. На основе проведенных исследований выбраны конструктивные параметры ТА, реализованные в опытном образце (рис.17):



*Рис.17 Опытный тракторный поезд*

- число прицепов равно 2 (по 10 человек в каждом);
- допустимая база прицепов 3м (при базе тягача 1,29м).
- управление прицепами посредством трапеции с углом  $40^{\circ}$  (у тягача  $30^{\circ}$ ).

**Расчет максимальных тяговых усилий** на повороте гусеничных ТА позволяет определить предельные размеры ходовой системы и выработать требования к моторно-трансмиссионной установке. Данная задача решена при повороте на месте гусеничного экскаватора ЭО112 производства ЧЗТТ (рис.18).

В результате выявлено, что экскаватор с восьмикатковкой тележкой ( $L = 2,205\text{м}$ ) не способен осуществить поворот на месте. Шестикатковка ( $L = 1,365\text{м}$ ) ходовая система

<sup>1</sup> Задачи взяты из практической деятельности автора в конструкторской работе на ЧТЗ.

не обеспечивает должного сцепления и статической устойчивости при копании. Согласно выданным рекомендациям на следующих опытных образцах внедрена семикатковая тележка ( $L = 1,785$  м).

Для обеспечения поворота с противоващением гусениц моторно-трансмиссионная установка должна обеспечивать тяговое усилие не менее 60% сцепного веса. В результате подобраны параметры гидростатической трансмиссии и двигатель, реализованные в опытно-промышленном производстве.



Рис.18 Экскаватор ЭО 112

**Оценка схем управления** на примере сравнительного анализа поведения четырехколесного экскаватора-погрузчика со смещенным назад центром масс и различным сочетанием ведущей и управляемой оси (рис.19).

Оценивались устойчивость по опрокидыванию, начало заноса и прекращение движения по недостатку тягового усилия. В качестве оценочных параметров приняты: радиус поворота, нормальная реакция и тяговое усилие на колесах.

С ростом скорости центр поворота смещается вперед и опрокидывающий момент от центробежной силы инерции снижает нормальную нагрузку на колесах внутреннего борта. При различных схемах управления поворотом это приводит к различным последствиям.

*Схема А.* Разгрузка ведущего переднего внутреннего колеса приводит к снижению его тягового усилия. При наличии межколесного дифференциала это приводит к потере тяговой способности ТА и резкому росту буксования.

*Схема В.* При задней ведущей оси разгрузка переднего внутреннего колеса приводит к потере его контакта с грунтом. Движение возможно по трехколесной схеме, до потери устойчивости по опрокидыванию.

*Схема С.* Совмещение ведущих и управляемых колес сопровождается их повышенным скольжением. Рост боковой составляющей силы в контакте приводит к снижению продольной. Схемы А и С теряют тяговую способность по разным причинам.

*Схема D.* У машины с ведущей задней осью и передними управляемыми колесами при некотором значении скорости наблюдается резкий рост радиуса поворота за счет бо-

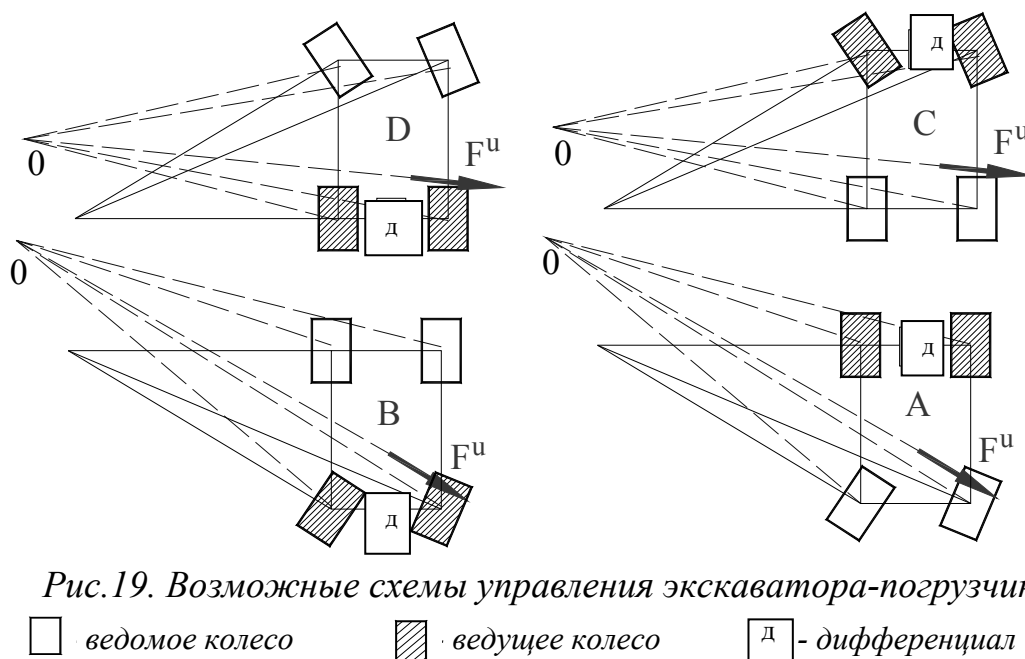


Рис.19. Возможные схемы управления экскаватора-погрузчика

□ - ведомое колесо      ▨ - ведущее колесо      □д - дифференциал

кового скольжения колес передней оси, что означает начало бокового заноса машины.

Для экскаватора-погрузчика наиболее рациональной схемой признана схема D, по которой *выпущена конструкторская документация.*

**Сравнительная оценка схемных решений** проведена при проектировании ТА на базе малогабаритного трактора Т-02. Конструкция трактора допускает два варианта исполнения: с колесным и гусеничным движителем. Оценка влияния различных режимов нагружения на поворотливость машины позволила определить наиболее рациональную область применения каждой из возможных схем ТА (рис.20).

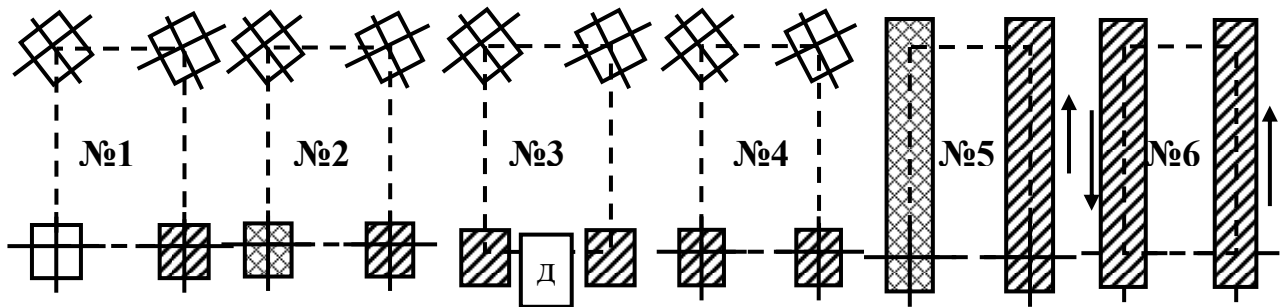


Рис.20 Разные схемы управления поворотом на одной конструктивной базе

▨ - ведущая опора; □ - ведомая опора; ▩ - тормозная опора

Машина с гусеничным движителем (схемы №5 и №6), обладает лучшей поворотливостью:  $R_{min} \approx 1,5-2\text{м}$  (№5) и  $R_{min} \approx 0,8-1,3\text{м}$  (№6), которая практически не зависит от грузоподъемности (рис.21). Это позволяет рекомендовать использование их для погрузчика (рис.22). Гусеничный движитель на твердом основании имеет повышенное буксование в режиме поворота  $\delta \approx 25-40\%$  (№ 5) и  $\delta \approx 50-65\%$  (№ 6), что приводит к повышенному износу резиновых гусениц и высоким эксплуатационным затратам.

Среди колесных схем наименьшим радиусом поворота  $R \approx 2,8\text{м}$  обладает схема №2 (рис.21), однако при грузе в ковше 450кг погрузчик теряет способность к движению из-за потери сцепления ведущего колеса. Данная схема рекомендована к применению в коммунальной машине грузоподъемностью 200кг.

Схемы №1 и №3 практически не чувствительны к вертикальной перегрузке. Радиус поворота сохраняет постоянное значение  $R \approx 3,5\text{м}$ . При работе с крюковой нагрузкой схема №3 предпочтительнее среди всех колесных вариантов.

Схема №4 (бездифференциальное соединение ведущих колес) характеризуется

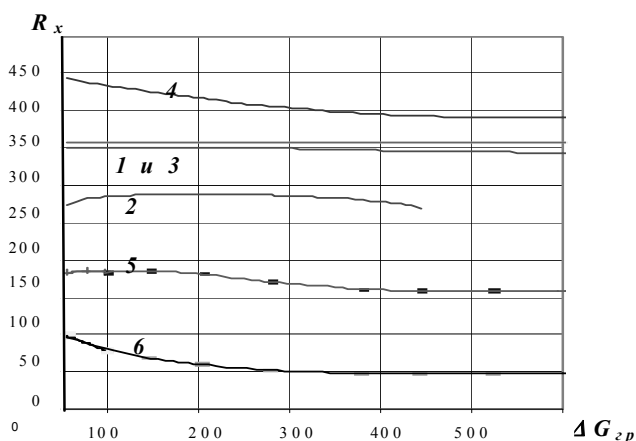


Рис.21 Зависимость радиуса поворота  $R$  от перегрузки между осями для различных схем управления поворотом



Рис.22 Гусеничный погрузчик на тракторе Т-02

наибольшим радиусом поворота ( $R \approx 4-4,5\text{м}$ ) и повышенным буксованием  $\delta \approx 30\%$  и является бесперспективной.

Выданные рекомендации реализованы в *серийном производстве* трактора Т-02.

**Расчет мощности на трение** колес по грунту проведено на примере опытного колесного фронтального погрузчика ПК-5 с шарнирно-сочлененной рамой (рис.24).

Наличие груза в ковше, за счет радиальной деформации шин, способствует тому, что линейные теоретические скорости в контакте с грунтом на передней оси меньше, чем на задней. Поскольку действительная скорость осей колес одинакова, то движение сопровождается повышенным буксованием задних колес и, как следствие, ростом потерь на трение. На повороте ТА с шарнирно-сочлененной рамой, это явление наблюдается и в поперечной плоскости машины и полностью избежать его невозможно. Однако исключить возникновение продольной циркуляции мощности можно, путем введения управляемого гидравлического несоответствия ( $k = \omega_{\text{перед}} / \omega_{\text{зад}} > 1$ ), которое на ПК-5 реализуется через изменение угла наклона шайбы, регулирующей соотношение расходов жидкости между ведущими мостами.

Согласно численному эксперименту суммарная мощность трения  $W_{\text{тр}} = \omega \sum M_i$  на повороте в зависимости от  $k$  имеет ярко выраженный локальный минимум (рис.23), который для ПК-5 (с передним балансиром и несимметричной рамой) при номинальном грузе в ковше (5т) и максимальном угле складывания  $\gamma = 30^\circ$  составил  $k = 1,1$ .

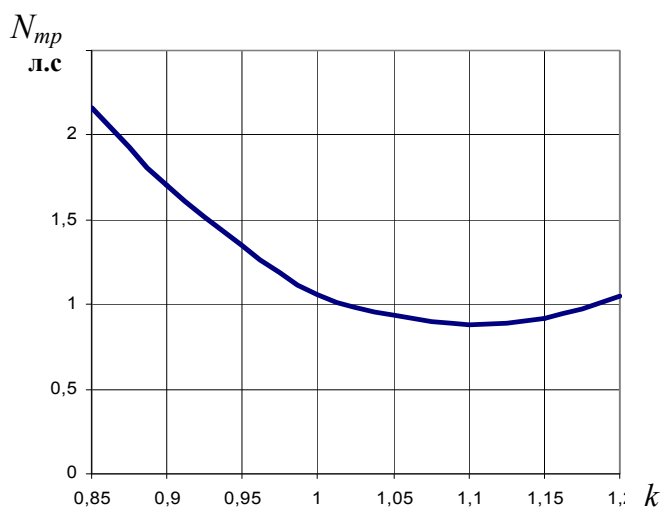


Рис.23 Зависимость мощности трения  $W_{\text{тр}}$  от гидравлического несоответствия  $k$



Рис.24 Опытный погрузчик ПК-5

Отклонение кинематического несоответствия от оптимального значения  $k = 1,1$  приводит к резкому росту мощности трения  $W_{\text{тр}}$ . При движении по асфальту с оптимальным значением  $k$  мощность трения составляет 11% от мощности самопередвижения, тогда как при  $k=0,85$  она увеличивается в 3 раза и достигает уже 35%. При этом наблюдается ее неравномерное распределение между колесами (мощность трения наружного заднего колеса в 10 раз больше, чем у наружного переднего). Рекомендованное оптимальное значение гидравлического несоответствия реализовано в *опытных образцах ПК-5*.

**СЕДЬМАЯ ГЛАВА** посвящена исследованию страгивания. Составлены математические модели динамического и статического страгивания из состояния покоя и прямолинейного движения, выполнена экспериментальная проверка моделей пас-



сивного страгивания, приведены примеры практического применения и выработаны конкретные рекомендации, внедренные в конструкциях ГА.

**Задачи страгивания различаются:**

- по причине движения – активное или пассивное;
- по характеру движения – динамическое ( $\varepsilon \neq 0$ ) или статическое ( $\varepsilon = 0$ );
- по начальным условиям – из состояния покоя или прямолинейного движения.

Все модели страгивания составляются на основе общего подхода и методов, рассмотренных в главе 4.

**Модели страгивания.**

*Активное страгивание* – момент начала криволинейного движения под управляющим воздействием водителя. Модель состоит из трех алгебраических уравнений движения и  $2nm - 1$  уравнений связей (7-17)

$$\left. \begin{aligned} m\varepsilon y_0 &= \sum (Tx_{ij} \cos \gamma_{ij} - Ty_{ij} \sin \gamma_{ij} + f_{ij} G_{ij} \sin \gamma_{ij}) + P_x, \\ m\varepsilon x_0 &= \sum (Tx_{ij} \sin \gamma_{ij} + Ty_{ij} \cos \gamma_{ij} - f_{ij} G_{ij} \cos \gamma_{ij}) + P_y, \\ J\varepsilon &= \sum \left( -M_{ij} + Ty_{ij} \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - f_{ij} G_{ij} \left( \sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - x_{ij} \right) \right) + M, \\ x_{cij} \cdot \sin \gamma_{ij} - y_{cij} \cdot \cos \gamma_{ij} &= 0, \\ R_{ij} / R_{nm} &= \kappa \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

и одно дополнительное уравнение, характеризующее начальное управляющее воздействие.

В качестве неизвестных выступают угловое ускорение и координаты центров страгивания машины и опорных площадок движителя.

*Пассивное страгивание* - момент начала криволинейного движения под действием внешних сил без управляющего воздействия со стороны водителя. Наибольший интерес представляет случай отсутствия относительного движение между опорами движителя. В этом случае расстояния между МЦС разных площадок равны нулю. Выделяют два случая пассивного страгивания:

- *статическое страгивание* (предельный сдвиг). В качестве неизвестных выступают координаты центра страгивания  $x, y$  и значение предельной сдвигающей силы  $P_{max}$ :

$$\left. \begin{aligned} 0 &= Tx + P_{x\max}, \\ 0 &= Ty + P_{y\max}, \\ 0 &= M + M_c(P_{\max}). \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

- *динамическое страгивание* под действием внешней силы, большей предельного значения  $P_{max}$ . В качестве неизвестных выступают координаты центра страгивания  $x, y$  и величина углового ускорения  $\varepsilon$ :

$$\left. \begin{aligned} m\varepsilon y &= Tx + P_{x\max}, \\ m\varepsilon x &= Ty + P_{y\max}, \\ J\varepsilon &= M + M_c(P_{\max}). \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Силовые факторы  $T_x, T_y, M$ , входящие в уравнения движения в зависимости от начальных условий страгивания записываются по разным формулам:

- при страгивании из состояния покоя используются формулы (1) с постоянными коэффициентами  $\varphi_x, \varphi_y$ , равными максимальным значениям трения покоя;

- при страгивании в движении из прямолинейного движения используются формулы (4) с переменными коэффициентами  $\varphi_x, \varphi_y$ .

**Экспериментальная проверка** моделей страгивания осуществлялась натурным экспериментом<sup>1</sup> на примерах предельного сдвига гусеничного трактора из состояния покоя (предельный сдвиг) и прямолинейного движения (увод).

*Предельный сдвиг* гусеничного трактора в произвольном направлении проводился на влажном суглинке (рис.25). Значения сдвигающих усилий записывались на осциллограмму. В процессе эксперимента наблюдалось два принципиально разных типа движения: поступательный и вращательный сдвиг. При поступательном сдвиге линия действия сдвигающей силы проходит через центр давлений.

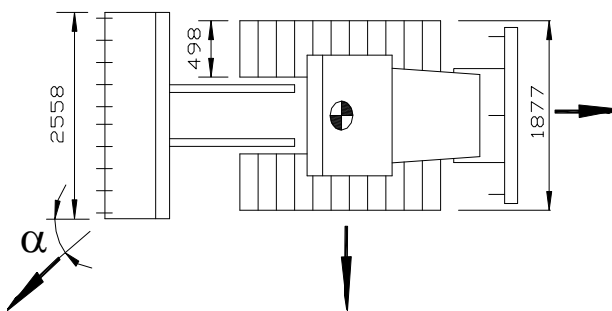


Рис.25 Схема эксперимента предельного сдвига

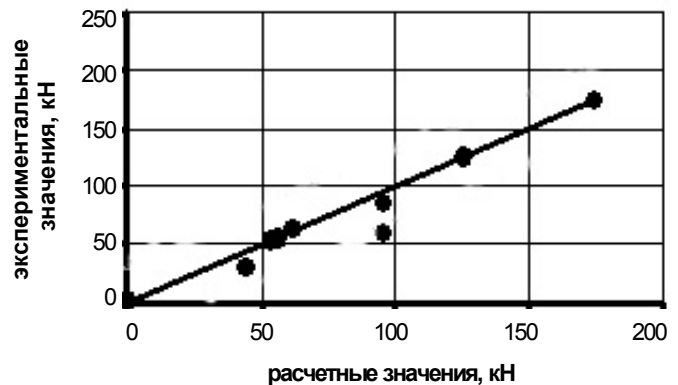


Рис.26 Зависимость экспериментальной сдвигающей силы от расчетной

Расчетные значения предельной сдвигающей силы  $P_{max}$  отличаются от экспериментальных не более, чем на 3% (рис.26), что подтверждает адекватность модели.

*Пассивный увод* представляет собой страгивание из прямолинейного движения под действием внешних воздействий. В практической деятельности увод широко распространен при работе сельскохозяйственного трактора с прицепными и навесными орудиями, трубоукладчика и др.

В общем случае увод является нестационарным поворотом с переменным радиусом. При малых скоростях и отсутствии сил инерции, в каждый момент времени движение можно представить статическим, что позволяет воспользоваться моделью квазистатического поворота (гл.4).

*Модель увода* гусеничного трактора под действием внецентренной крюковой нагрузки имеет вид (рис.27):

$$l_y P \sin \beta + l_x P \cos \beta + x T_y - y T_x - M = 0$$

$$P \sin \beta + T_x = 0$$

$$- P \cos \beta + T_y = 0$$

$$dx_{ум} = V \cos \left( \int \frac{V}{x_0(\tau)} d\tau \right) dt$$

$$dy_{ум} = V \sin \left( \int \frac{V}{x_0(\tau)} d\tau \right) dt$$

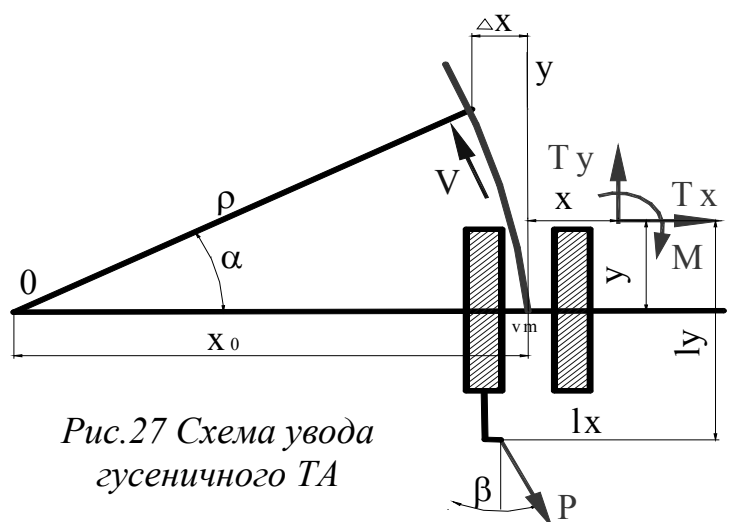


Рис.27 Схема увода гусеничного ТА

<sup>1</sup> Эксперимент проводился Апанасиком В.Г. под руководством автора

где реакции грунта  $T_x, T_y, M$  записаны с учетом упругих свойств грунта (4).

#### Экспериментальная проверка.

Исследуемый трактор Т-10 двигался прямолинейно с постоянной скоростью ( $V = 0,3...0,5$  м/с). Через каждые 10 м пути замерялись величина тягового усилия  $P$  (рис.35), его направление  $\beta$  и величина бокового отклонения  $\Delta x$  от намеченного пути.

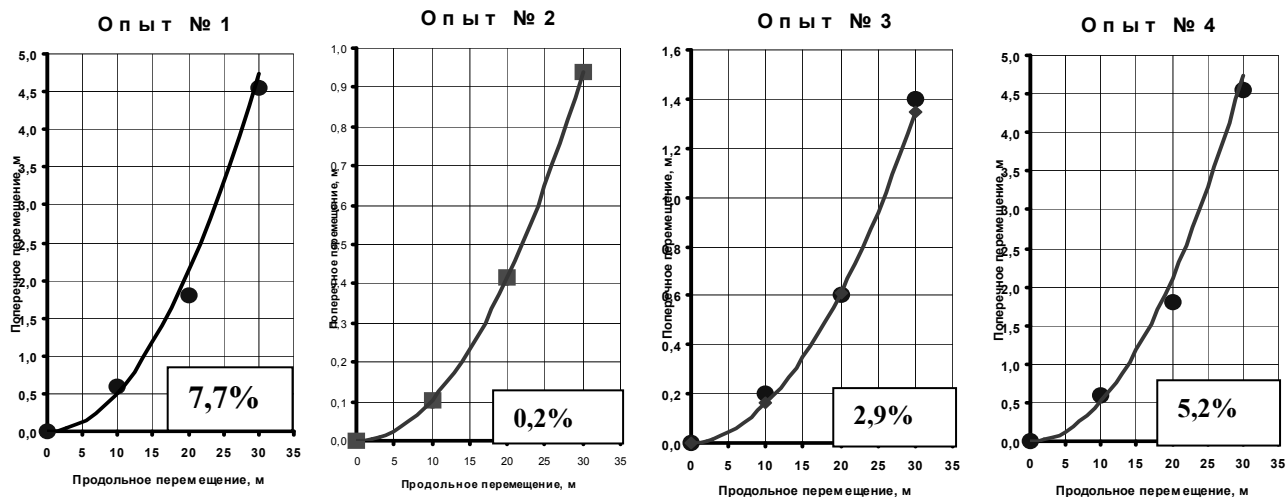


Рис.28 Траектории пассивного увода

•••• эксперимент ————— расчет

Оценка адекватности модели (рис.28) увода проводилась путем сравнения экспериментальных и расчетных траекторий движения. В четырех опытах отклонение экспериментальных траекторий от расчетных на пути 30м не превысило 7,7%. В двух опытах отклонение отсутствовало. Теоретически показано, что увод отсутствует в случае, когда сдвигающая сила меньше некоторого предельного значения.

**Применение** задачи страгивания рассмотрено на примерах некоторых ТА.

1. Расчет максимальных динамических нагрузок возникающих в момент страгивания проведен на примере опытной машины - гусеничного путепеукладчика (рис.29). Технологический цикл этого ТА состоит из подъема - опускания груза и поворотов ТА на месте. Особенностью путепереукладчика является наличие вынесенного вперед крупногабаритного груза, обладающего большой массой<sup>1</sup>.

При управляющем воздействии водителя в момент страгивания скачкообразно возникает угловое ускорение  $\varepsilon$ , вызывающее динамические нагрузки в элементах несущей конструкции (рис.30).

Модель активного страгивания путепеукладчика (рис.30) состоит из:

3 уравнений движения<sup>2</sup>

$$m(y_0 + y_{цм}) = T_x I + T_x 2;$$



Рис.29 Опытный путепеукладчика

<sup>1</sup> Масса полезного груза может достигать половины массы самой машины.

<sup>2</sup> В уравнениях движения  $m$  и  $J$  – суммарная масса и момент инерции ТА с грузом, относительно общего центра масс.

$$\varepsilon m(x_0 + x_{ум}) = Ty_1 + Ty_2;$$

$$\varepsilon J_{ум} = Ty_1(x_1 - 0,5B) + Ty_2(x_2 + 0,5B) - M_2 - M_1 - (Tx_1 + Tx_2)(y_0 + y_{ум})$$

2 уравнений геометрических связей

$$y_0 + y_1 = 0; \quad y_0 + y_2 = 0;$$

1 уравнения тормозного борта

$$x_0 + x_1 = 0;$$

1 ограничения по сцеплению

$$\frac{\varphi_{max} G_{\Sigma}}{2} = \sqrt{T_{y2}^2 + T_{x2}^2},$$

где  $G_{\Sigma} = G_{ma} + G_{gp}$  - вес ТА с грузом.

Силовые факторы в контакте с грунтом  $Tx_1, Ty_1, M_1$  и  $Tx_2, Ty_2, M_2$  записаны с учетом эпюры нормальных давлений в виде трапеции.

В результате расчета получены координаты центра страгивания и значение максимального углового ускорения  $\varepsilon_{max} = 1,1 \text{ рад/с}^2$ . Динамические на грузки, составили:

$P_{x_{max}}^u = 20,5 \text{ кН}$ ,  $P_{y_{max}}^u = 9 \text{ кН}$  и  $M_{max}^u = 67,6 \text{ кНм}$ . По этим нагрузкам выполнены прочностные расчеты несущей конструкции и проведены необходимые усиления в опытных образцах.

2. Расчет максимальных нагрузок на толкающих брусках бульдозерно-рыхлительного агрегата Т-10 при копании краем отвала (рис.31).

При оценке нагружения толкающих брусков наибольший интерес представляют воспринимаемые ими максимальные боковые усилия  $P_{x_{max}}$ , однако проекция максимальной силы на поперечную ось бульдозера не является максимальной в этом направлении  $P_{kx} = P_{max} \sin \alpha_k < P_{x_{max}}$  (рис.32).

Для выявления максимального сдвигающего усилия в интересующем нас на-

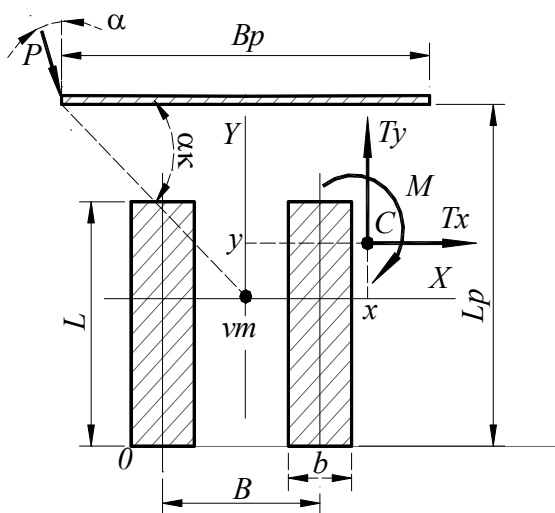


Рис.31 Расчетная схема сдвига гусеничного бульдозерно-рыхлительного агрегата

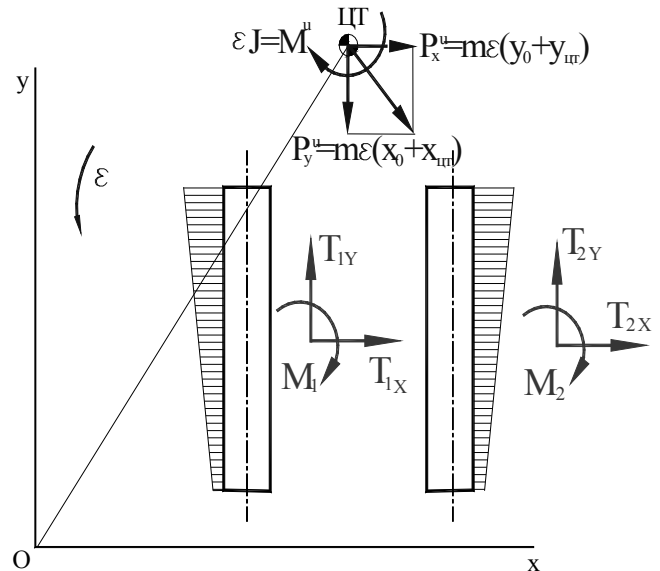


Рис.30 Силовая схема активного страгивания путепереукладчика

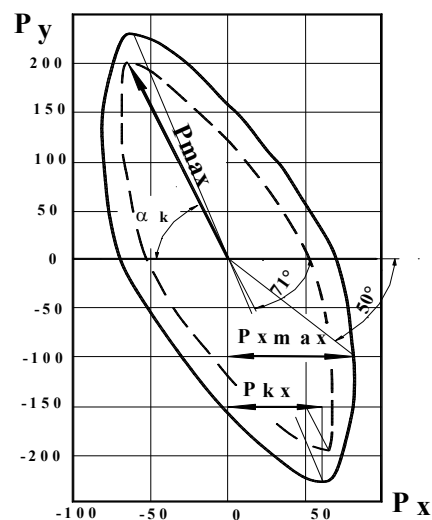


Рис.32 Годограф сдвигающей силы при пассивном страгивании  
 — — — — — - изотропное трение  
 — — — — — - анизотропное трение

правлении строится его годограф (рис.32). На основе модели (31) страгивания вычисляются значения предельной силы  $P_{max}$ , действующей на край отвала (рис.30) во всем возможном диапазоне направлений ( $\alpha = 0^0 \dots 360^0$ ). Однозначность решения обеспечена соответствием каждой линии действия одного предельного значения сдвигающей силы  $P_{max}$ .

Угол наклона годографа  $\alpha_k = 71^0$  характеризует направление поступательного сдвига, когда сдвигающая сила проходит через центр давлений и равна пределу по сцеплению  $P_{max} = \varphi N = 250 \text{ кН}$ . Во всех других случаях имеет место мгновенно вращательный сдвиг. Максимальное значение поперечной сдвигающей силы  $P_{xmax}$  наблюдается при некотором направлении  $\alpha = 50^0$  и составляет  $P_{xmax} = 90 \text{ кН}$ , что несколько больше, чем проекция предельной по сцеплению силы на интересующее направление  $250 \cos 71^0 = 81 \text{ кН}$

Анизотропия взаимодействия приводит к снижению максимальной силы сдвига  $P_{max}$  и развороту годографа в сторону меньшего коэффициента сцепления.

Данная методика применяется на ЧТЗ при расчете максимальных нагрузок на элементы навесного оборудования всех серийных и опытных бульдозерно-рыхлительных агрегатов класса 10, 15 и 25, а также гусеничных тележек и звеньев ходовой системы трубоукладчиков ТР-12 и ТР-20.

### 3. Выбор силовых гидроцилиндров складывания шарнирно - сочлененных машин.

Наиболее тяжелым режимом работы гидроцилиндров сочлененных машин является начало складывания на месте. Оно представляет собой сдвиг под действием внешних сил, в качестве которых выступают усилия в гидроцилиндрах.

У ТА с различной массой его частей, движение начинает более легкая. В этом случае МЦС совпадает с шарниром складывания, что позволяет рассчитать момент трения сопротивления  $M$  и вычислить внешние силы, как функции давления  $\rho$  в системе гидроцилиндров:  $M = 0,25h\rho\pi(2D^2 - d^2)$ .

Данная методика успешно опробована при проектировании серии сочлененных колесных машин производства ЧТЗ: компактор БКК-1 (рис.33), виброкаток ВК-24 (рис.34) и погрузчик ПК-5 (рис.24), где при  $\rho=20 \text{ МПа}$  выбраны гидроцилиндры складывания  $D=125 \text{ мм}$ ,  $d=5 \text{ мм}$ .



Рис. 33 Компактор БКК-1



Рис.34 Виброкаток ВК-24

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. На сегодняшний день теория поворота насчитывает множество различных моделей движения, большинство из которых разрабатывались для быстроходных мобильных машин. Вместе с тем ТА обладают рядом *специфических качеств, не всегда учитываемых в этих моделях поворота:*

- в технологическом цикле многих ТА встречается криволинейное движение под действием внешних сил без управляющего воздействия со стороны водителя (страгивание, увод), вместе с тем в теории поворота мобильных машин мало проработаны вопросы моделирования пассивного поворота;
- разные методологические подходы в описании взаимодействия колесного и гусеничного движителя с грунтом затрудняют возможности описания криволинейного движения ТА с комбинированным (колесным и гусеничным) движителем;
- большие консольные вертикальные нагрузки приводят к перераспределению реакций на опорах движителя, что в силу радиальной упругости шин приводит к возникновению кинематических несоответствий и циркуляции мощности, мало исследованной повороте;
- движение ТА происходит в широком диапазоне грунтовых условий (от твердых поверхностей до рыхлых почв) и на повороте сопровождается значительным скольжением движителя по грунту, вызываемым малыми радиусами поворота и большими сдвигающими нагрузками. Модели поворота быстроходных машин не могут быть распространены на ТА, в силу гипотез и допущений, принимаемых при описании силового взаимодействия движителя с грунтом. На повороте ТА, при скольжении движителя по грунту, значение результирующей силы, за счет момента трения, всегда меньше предельного по сцеплению значения, что делает реакцию со стороны грунта неизвестной и не позволяет записать ее в явном виде;
- разнообразие конструктивных схем и систем управления накладывают на характеристики криволинейного движения определенные ограничения, не всегда учитываемые при моделировании криволинейного движения по заданной траектории или под действием известных внешних сил (реакций связи).

2. *Выработан единый подход* к описанию поворота (активного и пассивного) произвольного ТА (с колесным, гусеничным или комбинированным движителем), как объекта с наложенными связями, отражающими конструктивную схему, систему управления и режим нагружения. Взаимодействие движителя с грунтом осуществляется посредством плоских площадок с переменным коэффициентом трения (сцепления), годограф которого в каждой точке контакта зависит от радиуса движения опоры и координат ее МЦС.

3. *Описание силового взаимодействия* каждой опоры движителя с грунтом представлено на основе плоского скольжения с трением, где силовые факторы ( $T_x, T_y, M$ ) в контакте являются функциями координат  $(x, y)$  МЦС с переменным анизотропным коэффициентом трения  $(\varphi_x, \varphi_y)$ , зависящим от скольжения  $(k_\delta)$  в точке. Предлагаемый подход к формированию силовых факторов позволяет учесть различные эпюры нормального давления, форму и размеры пятна контакта, а также выделить в контакте зоны скольжения и сцепления с грунтом.

4. *Доказанные теоремы ортогональности* для управляемого и неуправляемого поворота, устанавливают связь между координатами МЦС произвольно располо-

женной опоры движителя и центром поворота машины и позволяют составить недостающие *уравнения связей*. Сочетание различных уравнений геометрических (отражающих конструктивную схему и параметры машины) и кинематических (отражающих систему управления) связей позволяет описать все виды ограничений, накладываемых на произвольный ТА в процессе криволинейного движения.

5. *Обобщенная модель* нестационарного управляемого поворота произвольного многоопорного ТА составлена в виде системы 3 дифференциальных уравнений движения ТА и  $2nm$  ( $nm$  – число опор движителя ТА) уравнений связей между фазовыми координатами (координаты и скорости центра масс, угол поворота и угловая скорость относительно вертикальной оси, координаты МЦС опор движителя) и управляющими параметрами (теоретические скорости опор движителя, их углы установки и угловые скорости в пространстве корпуса). Разработана *вычислительная процедура* решения системы уравнений обобщенной модели, основанная на преобразованиях уравнений связей позволяющих свести задачу к решению дифференциальных уравнений. Начальные условия движения находятся из решения уравнений страгивания.

6. Разработана *методика составления частных моделей* поворота путем преобразования обобщенной модели для различных режимов движения (поворот стационарный, статический, квазистатический), конструктивных схем (с управляемыми колесами, неповоротными опорами или шарнирно-сочлененной рамой), схем управления (тормозные и ведомые колеса, ведущие с дифференциалом и индивидуальным приводом, и др.) и структурных состояний (наличие шарнирных звеньев, обладающих свободным относительным движением). В результате совместного решения силовой и кинематической задачи поворота, находятся все выходные параметры криволинейного движения: траектория, тяговые усилия, радиус поворота, буксование каждой опоры, мощность трения, центробежная сила, действительные скорости и др.

7. *Экспериментальная проверка* основных теоретических положений проведена натурными полевыми испытаниями на примерах криволинейного движения следующих ТА: гусеничного трактора, малогабаритный погрузчика с управляемыми передними колесами, тракторного поезда с двумя одноосными ведомыми прицепами и фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой на различных типах грунтов и режимах нагружения. Адекватность частных моделей осуществлялась по силовым и кинематическим параметрам движения, статистические характеристики, оценивающие отклонения расчётных и экспериментальных величин нигде не выходили за границы 95% уровня доверительной вероятности.

8. На примерах отдельных ТА решены наиболее часто встречающиеся *задачи активного и пассивного поворота*, выработаны рекомендации, внедренные в производство:

- расчет минимального радиуса поворота, оценка ограниченного пространства для маневрирования (тракторный поезд с двумя прицепами). *Опытный образец;*
- расчет максимальных тяговых усилий, выработка требований к моторно-трансмиссионной установке (гусеничный экскаватор ЭО-112). *Опытный образец;*
- выбор рациональной схемы управления из условий устойчивого криволинейного движения (экскаватор-погрузчик). *Конструкторская документация;*
- сравнение конструктивных схем, выбор рациональной области применения (малогабаритный трактор Т-0.2). *Серийное и опытное производство;*
- расчет и снижение мощности трения на повороте (колесный фронтальный

погрузчик с шарнирно-сочлененной рамой ПК-5). *Опытный образец;*

- расчет максимальных динамических нагрузок в момент активного страгивания (гусеничный путепереуладчик). *Опытный образец;*

- расчет максимальных нагрузок на толкающие брусья и гусеничные звенья при решении задачи предельного сдвига (БРА кл.10-15, трубоукладчики ТР-20, ТР-12). *Серийное производство,*

- выбор силовых гидроцилиндров складывания (компактор БКК-1, виброток ВК-24, фронтальный погрузчик ПК-5). *Серийное и опытное производство.*

9. Приведена классификация (по начальным условиям, причине и характеру движения) *задач страгивания*, разработана методика их решения, как частных моделей (активного и пассивного) криволинейного движения. Экспериментально подтверждена адекватность моделей предельного сдвига и модели увода с максимальной погрешностью  $\delta \leq 7,7\%$ .

### ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ:

#### *Монографии*

1. **Трояновская, И.П.** Механика криволинейного движения тракторных агрегатов [Текст], Челябинск: ЧГАУ, 2009. - 152 с.

#### *В ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях*

2. Нарadowый, Д.И. О задаче стационарного поворота автопоездов [Текст] / Д.И. Нарadowый, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЮУрГУ, Серия «Машиностроение». - №14(54). - Вып.7. - Челябинск: ЮУрГУ, 2005. - С. 97 - 99.

3. Позин, Б.М. Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом при повороте [Текст] / Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЮУрГУ, Серия «Машиностроение». - №14(54). - Вып.7.- Челябинск: ЮУрГУ, 2005. - С. 93 - 96.

4. Позин, Б.М. О применении метода Даламбера к составлению уравнений криволинейного движения транспортных машин [Текст] / Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЮУрГУ, Серия «Машиностроение». - №11(66). - Вып.8. - Челябинск: ЮУрГУ, 2006. - С. 37 - 39.

5. Гусев, А.Г. Математическая модель взаимодействия колеса транспортного средства с беговыми барабанами в стендах с их кинематическим рассогласованием [Текст] / А.Г. Гусев, **И.П. Трояновская** // Вестник ИжГТУ. - Вып. 3(35). - Ижевск: ИжГТУ, 2007. - С. 3 - 6.

6. **Трояновская, И.П.** Силовое взаимодействие гусеничного движителя с грунтом на повороте [Текст] // Тракторы и с.-х. машины. - №12. – 2007. - С. 19 - 20.

7. Позин, Б.М. Особенности поворота фронтального погрузчика на базе колесной шарнирно сочлененной машины [Текст] / Б.М. Позин, **И.П. Трояновская**, Л.В. Вершинский // Вестник ИжГТУ. - Вып. 4(36). - Ижевск: ИжГТУ, 2007. - С. 13 - 20.

8. Нарadowый, Д.И. Новая модель стационарного поворота колесного автопоезда [Текст] / Д.И. Нарadowый, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Транспорт Урала . - №1(12), 2007. - С. 140 - 141.

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

10. Апанасик, В.Г. Задачи пассивного поворота гусеничной машины (постановка задачи, модель движения) [Текст] / В.Г. Апанасик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЮУрГУ. - Серия «Машиностроение». - №25(97), - Вып.10. - Челябинск: ЮУрГУ, 2007. - С. 70 - 74.



11. **Трояновская, И.П.** Новый метод расчета сопротивления повороту гусеничной машины [Текст] // Тракторы и с.-х. машины. - №3, 2008. - С. 31-33.
12. Позин, Б.М. Влияние конструктивной схемы колесного фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой на эффективность его работы [Текст] / Б.М. Позин, **И.П. Трояновская**, Л.В. Вершинский, О.А. Переплетчик // Строительные и дорожные машины. - №5, 2008. - С. 31 - 33.
13. **Трояновская, И.П.** Анализ теории поворота тракторных агрегатов [Текст] // Строительные и дорожные машины. - №7, 2009, С. 42-47.
14. **Трояновская, И.П.** Основные ошибки при описании силового взаимодействия колеса с грунтом на повороте [Текст] // Автомобильная промышленность. - №8, 2009. - С. 17-19.
15. **Трояновская, И.П.** Анализ развития теории поворота колесных машин [Текст] // Вестник машиностроения. - №1, 2010. - С. 92-96.
16. **Трояновская, И.П.** История развития теории поворота гусеничных машин [Текст] // Вестник машиностроения. - №7, 2010. - С. 90-95.
17. **Трояновская, И.П.** Страгивание при пассивном повороте строительно-дорожных машин [Текст] // Строительные и дорожные машины. - №1, 2011, С. 49-52.
18. **Трояновская, И.П.** Взаимодействие колесного движителя с грунтом на повороте с точки зрения механики [Текст] // Тракторы и с.-х. машины. - №3, 2011, С. 29-35.
- Материалы международных и всероссийских конференций*
19. Апанасик, В.Г. Об устойчивости транспортных (тяговых) машин в режиме стационарного поворота [Текст] / В.Г. Апанасик, Г.П. Мицын, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: сб. науч. сообщ. Всероссийской науч.-техн. конф. УрО РАН. - институт машиноведения. - Курган: КГУ, 2003. - С. 144 - 147.
20. Апанасик, В.Г. Задача страгивания в теории поворота транспортных и тяговых машин [Текст] / В.Г. Апанасик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: сб. науч. сообщ. Всероссийской науч.-техн. конф. УрО РАН. - институт машиноведения. - Курган: КГУ, 2003. - С. 156 - 159.
21. Вершинский, Л.В. Ограничения тяговых свойств колесного трактора при различных схемах трансмиссии [Текст] / Л.В. Вершинский, О.А. Переплетчик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Достижения науки агропромышленному комплексу: материалы XLIII науч.-техн. конф. ЧГАУ. - Ч.2. - Челябинск: ЧГАУ, 2004. - С. 212 - 217.
22. Апанасик, В.Г. Пассивный поворот гусеничной машины (задача страгивания) [Текст] / В.Г. Апанасик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Достижения науки агропромышленному комплексу: материалы XLIII науч.-техн. конф. ЧГАУ. - Ч.2. - Челябинск: ЧГАУ, 2004. - С. 204 - 208.
23. Апанасик, В.Г. Экспериментальные исследования пассивного поворота гусеничной машины при страгивании [Текст] / В.Г. Апанасик, В.А. Бурматов, В.И. Костюченко, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Достижения науки агропромышленному комплексу: материалы XLIII науч.-техн. конф. ЧГАУ. - Ч.2. - Челябинск: ЧГАУ, 2004. - С. 201 - 204.
24. Вершинский, Л.В. Поворотливость сочлененной колесной машины [Текст] / Л.В. Вершинский, О.А. Переплетчик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Актуальные проблемы автомобильного, железнодорожного, трубопроводного транспорта

в Уральском регионе: материалы международной науч.-техн. конф. - Пермь: ПГТУ, 2005. - С. 249 - 255.

25. **Трояновская, И.П.** Методика составления моделей поворота на основе законов механики [Текст] // Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров: материалы 65-й международной науч. конф. АИИ. - Секция 1: Автомобили, тракторы, их агрегаты и системы. - М.: МАМИ, 2009. - С. 17-32.

26. **Трояновская, И.П.** Некоторые вопросы криволинейного движения тракторных агрегатов [Текст] // Автотракторостроение-2009: материалы международного науч. симпозиума. - М.: МГТУ-МАМИ, 2009. - С. 440-451.

27. **Трояновская, И.П.** О формировании реакций в контакте колеса с грунтом на повороте [Текст] // Автомобиле- и тракторостроение: приоритеты развития и подготовка кадров: материалы 66-й международной науч. конф. АИИ. - Секция 1: Автомобили, тракторы, их агрегаты и системы. - М.: МАМИ, 2010.

#### *Другие российские и региональные издания*

28. Мицын, Г.П. Кинематические соотношения при повороте колесной (гусеничной) транспортной машины [Текст] / Г.П. Мицын, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. науч. тр. МАДИ (ТУ). - М.: МАДИ(ТУ), 2000. - С. 83 - 87.

29. Мицын, Г.П. Модель стационарного поворота транспортной (тяговой) машины [Текст] / Г.П. Мицын, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. научн. тр. МАДИ (ТУ). - М.: МАДИ(ТУ), 2000. - С. 88-92.

30. Мицын, Г.П. Стационарный поворот минипогрузчика (экспериментальные результаты) [Текст] / Г.П. Мицын, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская**, С.М. Баландин и др. // Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. научн. тр. МАДИ (ТУ). - М.: МАДИ(ТУ), 2001. - С. 233 - 237.

31. **Трояновская, И.П.** Влияние упругости шин на поворотливость трактора [Текст] // Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. научн. тр. МАДИ (ТУ). - М.: МАДИ(ТУ), 2001. - С. 260 - 261.

32. Мицын, Г.П. Уравнения связей для некоторых случаев стационарного поворота транспортной (тяговой) машины [Текст] / Г.П. Мицын, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник УрОРАТ. - №3-4. - Курган: КГУ, 2001. - С. 274 - 277.

33. Мицын, Г.П. Некоторые специальные режимы стационарного поворота мини-трактора [Текст] / Г.П. Мицын, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская**, Э.А. Яровой // Вестник УрОРАТ. - №3-4. - Курган: КГУ, 2001. - С. 278-284.

34. Апанасик, В.Г. Некоторые характеристики движения колеса в режиме поворота транспортной машины [Текст] / В.Г. Апанасик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЧГАУ. - Т.35. - Челябинск: ЧГАУ, 2001. - С. 47 - 50.

35. **Трояновская, И.П.** Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости [Текст] // Дисс. ... канд. техн. наук. - Челябинск: ЧГАУ, 2002. - С. 167.

36. Переплетчик, О.А. Влияние схемы и параметров сочлененных тракторов и тракторных агрегатов на устойчивость по опрокидыванию [Текст] / О.А. Переплетчик, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник УрОРАТ РФ. - Вып. 5. - Тюмень: ТНГУ, 2005. - С. 60 - 62.

37. Вершинский, Л.В. Модель стационарного поворота колесной машины с шарнирно-сочлененной рамой [Текст] / Л.В. Вершинский, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЧГАУ. - Челябинск: ЧГАУ. - Т.47, 2006. - С. 17 - 21.

38. Вершинский, Л.В. Экспериментальные исследования стационарного поворота колесного погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой [Текст] / Л.В. Вершинский, В.И. Костюченко, Б.М. Позин, **И.П. Трояновская** // Вестник ЧГАУ. - Челябинск: ЧГАУ. - Т.47, 2006. - С. 22 - 29.

39. Позин, Б.М. Экспериментальные исследования стационарного поворота тракторного поезда на базе минитрактора [Текст] / Б.М. Позин, **И.П. Трояновская**, Д.И. Нарядовый // Вестник ЧГАУ. - Т.52. - Челябинск: ЧГАУ, 2008. - С. 85 - 89.

40. **Трояновская, И.П.** Развитие и анализ взглядов на силовое взаимодействие колеса с грунтом при повороте машины [Текст] // Механика и процессы управления: сб. научных трудов. - Труды XXXVIII Уральского семинара. - Т.1. - Екатеринбург: УрО РАН, 2008. - С. 230 - 237.