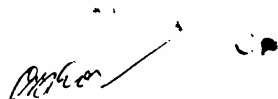


На правах рукописи



Кондаков Сергей Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ПОДВИЖНОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ
МАШИНЫ ПУТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
КРИВОЛИНЕЙНЫМ ДВИЖЕНИЕМ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

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

**Москва
2009**

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете
(г. Челябинск).

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Бекетов Сергей Анатольевич;
доктор технических наук, профессор
Васильченков Василий Федорович;
доктор технических наук, профессор
Держанский Виктор Борисович.

Ведущее предприятие – ФГУП «Уральское конструкторское бюро транспорт-
ного машиностроения»

Защита состояла из
совета Д 212.14

Кондаков С.В.
Повышение подвижности
быстроходной гусеничной
машины путем
автоматизации управления

У1862416

в заседании диссертационного
технического университета
г. Челябинск, д.5.

У 1862416

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

необходимо направлять по

конструкторского бюро

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1862416

Кондаков С.В. Повышение по

Гладов Г.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Быстроходные гусеничные машины (БГМ) предназначены для решения боевых задач в условиях движения по пересеченной местности под огнем противника. К главным тактико-техническим характеристикам БГМ относят огневую мощь, броневую защиту и маневренность. Показателем маневренности является средняя скорость движения, которая зависит от совершенства конструкции трансмиссии и механизма поворота. Моторно-трансмиссионные установки (МТУ) современных быстроходных гусеничных машин состоят из двигателей внутреннего сгорания с удельной мощностью до 20 кВт/т, двухпоточных гидромеханических трансмиссий с планетарными коробками передач и бесступенчатыми механизмами поворота на базе гидрообъемных передач (ГОП). Среди отечественных машин следует отметить бронемашину пехоты БМП-3, имеющую двухпоточную гидромеханическую трансмиссию с гидрообъемным механизмом поворота. Максимальная скорость движения указанных машин составляет 80...100 км/ч, бесступенчатый механизм поворота существенно снижает потери скорости на криволинейных участках. Повышение удельной мощности двигателей, возможность бесступенчатого регулирования радиуса поворота выдвинуло на первый план проблему управляемости БГМ.

Существующие концепции и методы исследования движения БГМ позволяют вмешиваться в процесс управления с учетом изменяющихся параметров. Автором выдвинута научная гипотеза о необходимости моделирования процесса криволинейного движения БГМ с учетом основных нелинейностей грунта и гидрообъемной передачи, которая позволит определить новые законы управления движением, направленные на реализацию максимально возможной средней скорости за счет движения «на границе заноса». Имитационное моделирование криволинейного движения позволило отработать новые законы управления трансмиссией, механизмом поворота и тормозами с целью увеличения точности траектории, предотвращения заноса, увеличения средней скорости движения. На базе проведенных теоретических исследований внесены изменения в конструкции машин, защищенные авторскими свидетельствами. Разработаны новые положения теории поворота гусеничных машин, отражающие специфику движения на больших скоростях. Изучены динамические процессы поворота, определены наиболее сложные для гидрообъемного механизма режимы, отработаны алгоритмы управления двигателем, насосом ГОП, тормозами в условиях движения на границе заноса, разработаны конструкции агрегатов, работающих в повороте параллельно ГОП (гидромуфта, блокировочный фрикцион, гидроаккумулятор).

Целью диссертационной работы является повышение подвижности быстроходной гусеничной машины на переходных и установившихся режимах криволинейного движения путем автоматизации системы управления криволинейным движением. Разработка количественного критерия оценки управляемости в виде соотношения кривизны траектории задаваемой штурвалом и реализуемой на местности. Выработка новых законов управления движением на базе дополнительного регулирования насоса ГОП, подачи топлива и торможения забегающего бор-

та при угрозе заноса машины, торможения отстающего борта при перегрузке ГОП по давлению для увеличения точности управления поворотом, предотвращения заноса и роста средней скорости движения машины.

Объект исследования. Быстроходная гусеничная машина с механической или гидродинамической трансмиссией и бесступенчатым механизмом поворота.

Предмет исследования. Закономерности управления двигателем, трансмиссией, механизмом поворота и тормозами, обеспечивающие прохождение криволинейных участков трассы с наибольшей точностью и скоростью.

Методы исследования. Имитационное моделирование криволинейного движения с учетом нелинейностей характеристик грунта и гидрообъемной передачи. Оптимизация законов дополнительного регулирования насоса ГОП независимо от положения штурвала на базе количественного критерия оценки управляемости по кривизне траектории. Моделирование торможения двигателем и разделенной по бортам тормозной системы.

Для достижения указанной цели **необходимо решить следующие теоретические и практические задачи:**

1. Развить вопросы теории криволинейного движения БГМ на границе заноса на базе комплексного имитационного математического моделирования движения, моторно-трансмиссионной установки и системы управления криволинейным движением, отличающегося введением автоматизированного управления насосом гидрообъемного механизма поворота, двигателя и тормозов с целью повышения точности управления, предотвращения заноса и увеличения средней скорости движения.

2. Выработать критерий количественной оценки точности управления поворотом.

3. Использовать возможность дополнительного, независимого от штурвала, регулирования насоса ГОП механизма поворота, с целью повышения точности управления.

4. Разработать новые законы управления двигателем, гидрообъемным механизмом поворота и тормозами на базе обратной связи по реализуемой на местности траектории.

5. Определить возможности увеличения средней скорости движения быстроходных гусеничных машин, улучшения их управляемости и устойчивости при реализации новых законов управления двигателем, насосом ГОП механизма поворота и отдельными по бортам тормозами на базе предложенного количественного критерия управляемости.

6. Выработать рекомендации по совершенствованию алгоритмов, систем управления и конструкций механизмов поворота некоторых машин.

Научная новизна диссертационной работы:

1. Комплексная имитационная математическая модель криволинейного движения быстроходной гусеничной машины, моторно-трансмиссионной установки и системы управления криволинейным движением, отличающаяся введением автоматизированного управления насосом гидрообъемного механизма поворота,

двигателя и тормозов с целью повышения точности управления, предотвращения заноса и увеличения средней скорости движения.

2. Критерий оценки управляемости в виде соотношения кривизны траектории задаваемой штурвалом $K_{\text{ж}}$ и реализуемый на местности $K_{\text{ф}}$ позволяет количественно оценить точность выполнения маневров гусеничной машиной. Кривизна вычисляется как отношение угловой скорости корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести машины, к линейной скорости центра тяжести машины, направленной вдоль продольной оси.

3. Закономерности управления механизмом поворота в виде дополнительного регулирования насоса гидрообъемной передачи, что позволяет минимизировать ошибку управления по кривизне траектории до 3–5%. Оптимизирован закон дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП, обеспечивший приемлемое перегулирование и быстродействие системы управления поворотом;

4. Алгоритмы управления двигателем, тормозом забегающего борта при угрозе заноса и тормозом отстающего борта при перегрузке ГОП по давлению;

5. Комплекс мероприятий обеспечивает динамическую устойчивость криволинейного движения.

Практическая ценность и реализация полученных результатов. На основании имитационного моделирования получили теоретическое обоснование некоторые решённые ранее инженерные задачи. Появилась возможность решать множество смежных задач, связанных с процессом поворота:

1. Для БМП-3 отработаны новые законы управления трансмиссией при криволинейном движении, включающие в себя опцию дополнительного регулирования насоса ГОП механизма поворота по отклонению кривизны траектории на местности от задаваемой штурвалом; опцию торможения двигателем при угрозе заноса; опцию торможения забегающего борта при угрозе заноса; опцию торможения отстающего борта при перегрузке ГОП по давлению, обеспечивающие точность управления поворотом и максимальную среднюю скорость движения без заноса;

2. На базе легкого тягача МТЛБ изготовлен и испытан опытный образец быстороходной гусеничной машины с двухпоточной гидромеханической трансмиссией и гидрообъемной передачей в механизме поворота, при экспериментальных исследованиях опытного образца доказана достоверность математического моделирования;

3. Для опытного изделия гусеничной машины предложены конструкции блокировочного фрикциона гидрообъемной передачи, гидроаккумулятора и гидромуфты механизма поворота, улучшающие динамику входа в поворот;

4. Предложен способ управления криволинейным движением и механизм его реализации, обеспечивающий движение с «максимальной по заносу» скоростью;

Новизна технических решений подтверждена 7 авторскими свидетельствами и 1 патентом на изобретения, 1 патентом на полезную модель.

Апробация диссертационной работы. Результаты работы обсуждены на научно-технических конференциях в Курганском государственном техническом университете, Курган (1998, 2000, 2003, 2006); в Омском танковом институте, Омск (2002, 2008); в НИИ АТТ, Челябинск (2002 – 2008); на выездном заседании

секции по машиностроению ВАК РФ в Снежинске (2003); в ОАО «ЧТЗ», Челябинск (2002, 2004, 2006, 2007), на ежегодных научно-технических конференциях ЧПИ-ЧГТУ-ЮУрГУ (1981–2008), на научно-технической конференции, посвященной 70-летию Уралвагонзавода, Н.Тагил (2006), в МВТУ им.Баумана (2007, 2008).

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Комплексная имитационная математическая модель криволинейного движения быстроходной гусеничной машины, моторно-трансмиссионной установки и системы управления криволинейным движением, отличающаяся введением автоматизированного управления насосом гидрообъемного механизма поворота, двигателя и тормозов с целью повышения точности управления, предотвращения заноса и увеличения средней скорости движения.

2. Критерий количественной оценки управляемости криволинейного движения гусеничной машины в виде соотношения кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности;

3. Возможность дополнительного, независимого от штурвала, регулирования подачи насоса ГОП и её использование для улучшения управляемости машины в повороте;

4. Законы управления двигателем, гидрообъемным механизмом поворота и тормозами при криволинейном движении с целью предотвращения заноса и сокращения периодов перегрузки ГОП по давлению на базе критерия количественной оценки управляемости;

5. Все мероприятия по улучшению управляемости основаны на сохранении статической или динамической устойчивости, что раньше было возможно только при управлении высококлассным механиком-водителем;

6. Результаты математического эксперимента по оценке роста средней скорости управляемого криволинейного движения быстроходной гусеничной машины «по границе заноса» при выполнении стандартных маневров: «переставка», движение по кругу, «змейке», в различных дорожных условиях «микст» и по средне-статистической трассе, включающей различные опасные участки;

7. Реализация новых опций управления поворотом для машин с гидромеханической трансмиссией и приводом насоса ГОП от двигателя (схема «Леопарда-2», БМП «Мардер», БМП-3), обеспечивающих сохранение траектории при смене грунта или росте сопротивления движению.

Внедрение результатов работы. Результаты работы использованы:

– ОАО «Курганский машиностроительный завод» при проектировании транспортной машины ТМ-130;

– ОАО «Челябинский тракторный завод» при проектировании перспективного промышленного трактора-бульдозера с гидростатической трансмиссией;

– ФГУП «Уральское конструкторское бюро транспортного машиностроения», г. Н.Тагил при модернизации системы управления криволинейным движением гусеничной машины;

– Курганским государственным техническим университетом и Южно-Уральским государственным университетом при подготовке инженеров по специ-

альности 190202 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» в курсе «Теория движения».

Достоверность полученных результатов подтверждается испытаниями опытного образца гусеничной машины с гидрообъемным механизмом поворота, проведенными в ЮУрГУ совместно с ОАО «ЧТЗ» и ФГУП «Уральское конструкторское бюро транспортного машиностроения», г. Н.Тагил, в 2001 и 2005 гг.; экспериментальными исследованиями быстроходных гусеничных машин, опубликованными в независимых источниках.

По теме диссертации опубликовано 28 печатных работ, в том числе монография, 10 статей в центральных журналах, получено 7 авторских свидетельств и 1 патент на изобретения, 1 патент на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 297 страницах машинописного текста, включая 170 рисунков и 22 таблицы, состоит из введения, шести глав, заключения, основных выводов, списка литературы, включающего 241 наименование, и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследования по управляемости быстроходной гусеничной машины с бесступенчатым гидрообъемным механизмом поворота при переходных режимах криволинейном движении.

В первой главе диссертации рассмотрено современное состояние вопроса управляемости и устойчивости, математического моделирования криволинейного движения быстроходных гусеничных машин. Вопросами устойчивости и управляемости движения быстроходных гусеничных машин в разное время занимались А.П. Крюков, А.А. Благоднаров, О.Н. Брилев, Ю.А. Конев, В.М. Антонов, В.И. Красеньков, В.В. Егоркин, Я.Е. Фаробин, В.А. Колесов, В.В. Гуськов, А.Ф. Опейко, Г.О. Котиев, С.А. Бекетов, В.Б. Держанский и другие ученые.

Благоднаров А.А. ввел понятие **статической устойчивости**, «мерой которой является разность тангенсов углов наклона касательной к кривой поворачивающего момента, как функции кривизны, и касательной к статической характеристике». Указал, что движение за границей статической устойчивости вплоть до границы бокового заноса «возможно только при непрерывном и соответствующем регулировании поворачивающего момента механиком-водителем». **Устойчивость поворота** – это «...чисто динамическая характеристика, связанная в первую очередь с тягово-сцепными свойствами гусеницы с грунтом». Здесь же отмечено, что «...**устойчивость и управляемость** – два качества танка, которые находятся в определенной взаимосвязи. **Управляемость** – это способность адекватно реагировать на управляющее воздействие».

В работах Красенькова В.И. рассмотрены **статическая и динамическая устойчивость** и переходные реакции на управление в линейной и нелинейной постановке. Критерий управляемости по переходной функции «рывок руля». Исследование **устойчивости и управляемости** проведено на основе анализа системы дифференциальных уравнений, описывающих криволинейное движение БГМ на

плоскости, определены причины возникновения статической неустойчивости при движении без бокового заноса.

В развитие подхода Красенькова В.И. оценки управляемости по переходным реакциям в работах Благонравова А.А и Держанского В.Б. использована математическая модель с включением дифференциальных уравнений двигателя и ГОП в механизме поворота, предложен **критерий управляемости в виде частной производной** угловой скорости поворота по изменению управляющего воздействия – поворота штурвала. На основании разработанного критерия управляемости автограм удалось создать алгоритм автоматической системы управления движением, «который в режиме управления угловой скоростью ... обеспечивает точность, а в режиме экстренного торможения – адаптивный поиск экстремума замедления».

В трудах ВА БТВ в качестве критерия управляемости криволинейного движения использовано отношение частот вращения БГМ относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ машины: фактической и теоретической, рассчитанной по частотам вращения ведущих колёс. Опыт работы с частотами вращения корпуса, принятыми в качестве критерия управляемости, выявил недостатки подхода: водитель в процессе управления БГМ не в состоянии следить за частотой вращения корпуса; разница (или отношение) фактической и рассчитанной по ведущим колёсам частота вращения корпуса не берёт во внимание потери внутри гидродвигателя привода механизма поворота, поэтому оценивает, строго говоря, не управляемость, а устойчивость движения. Эти положения не позволили количественно оценивать управляемость, а только качественно.

В работах, посвященных исследованию режимов движения БГМ, так или иначе, указаны основные приемы вождения, обеспечивающие устойчивость и управляемость движения.

На основе анализа литературных источников определено взаимоотношение критериев устойчивости и управляемости: устойчивость является необходимым, но недостаточным условием управляемости. При криволинейном движении приоритет должен отдаваться сохранению траектории.

Современные бесступенчатые МП не всегда обеспечивают устойчивость и управляемость движения БГМ: 1) недостаточная мощность ГОП МП приводит к потере управляемости на тяжелых грунтах и при интенсивном маневрировании – и в том и в другом случае срабатывают предохранительные клапана ГОП, БГМ начинает неадекватно выполнять команды, появляется излишнее, непривычное водителю запаздывание; 2) при интенсивном маневрировании и достаточной мощности ГОП МП БГМ легко оказывается за границами динамически устойчивого движения = заноса.

Итак, устойчивость и управляемость определены следующим образом:

– **устойчивость** – это способность системы возвращаться в исходное состояние после снятия внешнего возмущения, для БГМ – способность вернуться к прямолинейному движению или прежнему криволинейному при возвращении штурвала поворота в исходное положение;

– **управляемость** – это способность БГМ реализовать кривизну траектории движения, заданную положением штурвала управления поворотом.

При моделировании криволинейного движения гусеничных машин первостепенное значение имеет **модель взаимодействия гусеницы с грунтом**.

Модель А.О. Никитина. Основные допущения в модели: нормальная нагрузка по длине опорной поверхности гусениц распределена непрерывно и линейно; поперечные составляющие касательных реакций грунта на опорные поверхности гусениц пропорциональны нормальным нагрузкам; коэффициент пропорциональности между ними – коэффициент сопротивления повороту μ определяется экспериментально; коэффициент μ постоянен по всей длине опорной поверхности. На основе экспериментальных данных получены коэффициенты зависимости μ от максимального значения $\mu_{\max}$ и радиуса траектории движения. Однако модель А.О. Никитина не учитывает разницу взаимодействия трака с грунтом в зависимости от его положения на опорной поверхности и зависимости этого взаимодействия от скорости движения машины. Коэффициент сопротивления повороту считается независимым от коэффициента сопротивления прямолинейному перемещению.

Модель В.И. Красненькова учитывает зависимость поперечной силы, действующей на траки гусеницы со стороны грунта от величины и направления их смещения. В.И. Красненьков на основании экспериментов установил, что давление на грунт передается лишь «активными участками» гусениц под катками и в режиме прямолинейного движения силы сцепления гусениц с грунтом реализуются только звеньями «активных участков». Сформулировал вывод о том, что по реализации сцепления с грунтом гусеничный движитель подобен колесному, у которого число колес равно числу опорных катков. В его работах наиболее полно учитывается зависимость коэффициента сцепления μ звена гусеницы с грунтом от величины перемещения σ и направления перемещения α звена. Далее сделано допущение о движении гусеничных машин с большой скоростью на плотном грунте при небольшой кривизне поворота, исключающей возникновение заноса. Таким образом, рассматривается лишь перемещения не более $\sigma_{пр}$.

Модель М. Китано, М. Кума, Г. Юзаки. Движение гусеничной машины рассматривается в неподвижной системе координат, связанной с грунтом. Подвижная система координат x, y, z связана с геометрическим центром машины. Ось x совпадает с продольной осью машины, и угол θ называется углом поворота. Ориентация подвижной системы координат относительно направления движения машины учитывается углом β , так называемом углом бокового скольжения, в то время как курсовой угол $\varphi = \theta - \beta$. Приведенная модель криволинейного движения гусеничной машины позволяет исследовать равномерный поворот машины при постоянном передаточном отношении механизма поворота и постоянной скорости; исследовать неравномерный поворот машины при постоянном передаточном отношении механизма поворота; исследовать движение «переставка» при постоянном передаточном отношении механизма поворота; позволяет уточнить влияние различных факторов на кинематические и силовые параметры движения при постоянном управляющем воздействии. Но данная модель не позволяет решить задачу обеспечения управляемого движения машины с минимальной потерей скорости.

Модель Г. Балади, Б. Рохани позволила учесть элементарные боковые силы, действующие на отдельные участки опорных поверхностей гусениц от величины смещения и скорости деформации грунта. Оценено влияние конструктивных параметров машины и характеристик грунта на кинематические и силовые параметры движения. Однако, проведенное исследование реакции машины при постоянном управляющем воздействии не позволило обеспечить движение по конкретному пути при полном использовании мощности двигателя и определить законы движения.

Модель Ф.А. Опейко позволила достовернее описать взаимодействие гусеницы с грунтом на основе теории трения, учитывает смещение полюса поворота не только вдоль оси танка, но и поперек. Кроме того, Ф.А. Опейко на основании теории трения Н.Е. Жуковского удалось учесть не только сопротивление перемещению трака под некоторым углом относительно своей продольной оси, но также и момент от подворачивания трака относительно грунта.

Модель ВА БТВ. Исследования, проведенные в Академии, успешно внедрили в научный оборот годограф Ф.А. Опейко, что позволило учесть в расчетах анизотропные свойства грунта. В работе сделаны выводы о том, что «силы, вызывающие движение БГМ (за исключением силы тяжести), являются силами реакций и создаются самой машиной; силы тяги и сопротивления повороту являются составляющими этой реакции грунта; движение гусеничной машины без буксования невозможно; при криволинейном движении центр масс гусеничной машины движется по касательной к траектории движения, а продольная ось повернута на дополнительный угол β внутрь траектории движения». В трудах ВА БТВ приведены результаты исследования величины момента сопротивления повороту в зависимости от количества опорных катков. Сделан вывод, о том, что зависимостями А.О. Никитина при определении момента сопротивления повороту можно пользоваться при числе опорных катков $n \geq 6$. В процессе движения машины по уложенной на грунт гусенице, траки гусеницы нагружены усилием, зависящим от перемещения в продольном и поперечном направлениях. Величина этого перемещения в некоторый момент времени может превышать несущую способность грунта, поэтому часть траков тягового усилия не создают, в то время как другие могут быть нагружены усилием больше обусловленного коэффициентом сопротивления перемещению.

Зависимости, приведенные в трудах ВА БТВ для коэффициентов взаимодействия траков гусениц с грунтом μ являются более общими, чем принятые в теории движения упрощенные выражения для средних коэффициентов сопротивления передвижению ϕ . Однако, в исследовании отсутствует момент трения, возникающего при подвороте трака относительно своей оси.

Модель МГТУ для колесных машин. Ю.Л. Рождественским и К.Ю. Машковым проведено исследование формирования реакции при качении упругого колеса по недеформируемому основанию в режимах бортового поворота. В научный оборот введен коэффициент скольжения s , представляющий собой обобщенную характеристику режима проскальзывания колеса, связывающую коэффициент буксования (юз) σ и угол увода δ . Предложенный подход применим и для гусе-

ничных машин, ведущих себя аналогично колесным машинам с бортовым поворотом.

Модели движения гусеничных машин в повороте наряду с уравнениями взаимодействия гусениц с грунтом включают в себя уравнения движения корпуса машины и агрегатов моторно-трансмиссионного отделения.

Математическая модель, разработанная А.А. Благонравовым, включает в себя пять дифференциальных уравнений движения танка в подвижной системе координат, что позволяет определить внешнюю кинематику корпуса машины в повороте.

Модель В.Б. Держанского включает в себя дифференциальные уравнения плоскопараллельного движения корпуса, двигателя, гидромеханической трансмиссии, гидрообъемного механизма поворота. Модель работает в пределах линейных характеристик грунта и ГОП, не исследованы весьма распространенные режимы движения, когда ГОП перегружена, или грунт срывается. В этих условиях нарушаются условия устойчивости и управляемости движения.

Модель ВА БТВ состоит из трёх дифференциальных уравнений и определяет возможность движения гусеничной машины в заданном режиме и по заданной траектории. Данные уравнения могут быть положены в основу анализа управляемости криволинейного движения машины. Анализ данной системы уравнений показывает, что при заданных законах взаимодействия элементов гусеницы с грунтом $\mu_x(\sigma_x)$ и $\mu_y(\sigma_y)$ силы, действующие в плоскости опорных поверхностей гусеничной машины, определяются управляемыми параметрами поворота: скоростью и кривизной траектории. Однако модель не учитывает особенностей конструкции машины.

Таким образом, в научной литературе имеются математические модели движения гусеничных машин в повороте. Однако все перечисленные выше математические модели невозможно использовать напрямую для описания криволинейного движения быстроходной гусеничной машины с двухпоточной гидродинамической трансмиссией и гидрообъемным механизмом поворота с учетом нелинейностей грунта и гидрообъемной передачи с целью выработки законов управления движением «по границе заноса».

Во второй главе приведена разработанная автором математическая модель движения. Для отработки законов управления при повороте на максимальной скорости, дополнительно к имеющимся в литературе, введены следующие связи: учтен момент трения трака относительно своей оси при повороте; введено описание особенностей трансмиссии и механизма поворота, формирующих тяговые усилия и поворачивающий момент, в частности – гидрообъемная передача механизма поворота описана с учетом потерь, в том числе и в режиме работы предохранительного клапана, что важно при отработке законов управления поворотом на границе заноса. Задана нелинейная характеристика грунта по Ф.А. Опейко.

Расчетная модель плоскопараллельного движения приведена на рис. 2.1 и 2.2. Согласно этой схеме положение машины на плоскости задается двумя линейными координатами центра тяжести X_c и Y_c и курсовым углом φ . Создана математическая модель движения БГМ в виде 13 дифференциальных уравнения первого и

второго порядка. Шесть уравнений описывают движение корпуса машины, вращение валов двигателя и мотора ГОП, турбины гидротрансформатора (ГТ). Восемь уравнений описывают давления в системах ГОП и угол поворота наклонной шайбы насоса ГОП. Схема трансмиссии, соответствующая математической модели, приведена на рис. 2.3, связь поперечной составляющей силы трения с координатами полюсов вращения гусениц – на рис. 2.4.

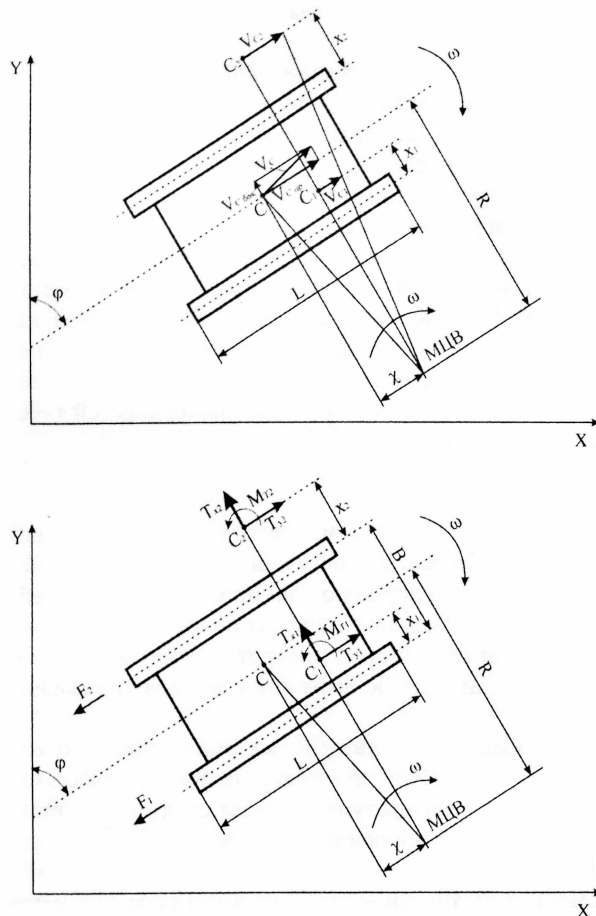


Рис. 2.1. Расчетная схема. X, Y – декартовы координаты, φ – курсовой угол, МЦВ – мгновенный центр вращения, F_1, F_2 – силы сопротивления на отстающем и забегающем борту, V_c – линейная скорость центра тяжести, χ – продольное смещение полюса поворота, L – продольная база машины, B – поперечная база машины, x_1 – поперечное смещение полюса поворота отстающей гусеницы, x_2 – поперечное смещение полюса поворота забегающей гусеницы, $V_{c \text{ бок}}$ – составляющая V_c , направленная перпендикулярно оси корпуса машины, $V_{c \text{ пр}}$ – составляющая V_c , направленная вдоль оси корпуса машины, T_{x1}, T_{y1} – составляющие результирующей силы трения отстающей гусеницы о грунт, T_{x2}, T_{y2} – составляющие результирующей силы трения

забегающей гусеницы о грунт, $M_{т1}, M_{т2}$ – результирующие моменты трения отстающей и забегающей гусениц относительно полюсов поворота C_1 и C_2 соответственно, $\omega = d\varphi/dt$ – угловая скорость поворота корпуса, V_{c1}, V_{c2} – скорости полюсов поворота отстающей и забегающей гусениц соответственно

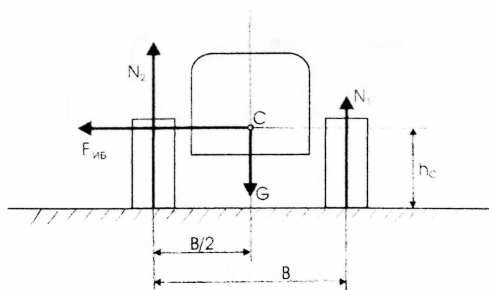


Рис. 2.2. Расчетная схема. Перераспределение нормальных сил при повороте: С – центр тяжести, h_c – координата центра тяжести по вертикали, G – сила веса, $F_{иб}$ – боковая составляющая силы инерции, N_1 и N_2 – нормальные силы реакции под отстающей и забегающей гусеницей

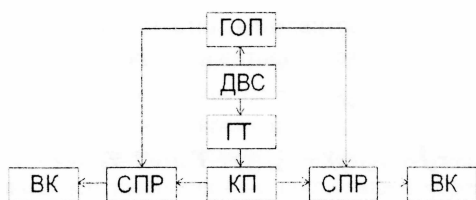


Рис. 2.3. Кинематическая схема. ДВС – двигатель внутреннего сгорания, ГОП – гидрообъемная передача механизма поворота, ГТ – гидротрансформатор, СПР – суммирующие планетарные ряды, КП – коробка передач, ВК – ведущие колеса

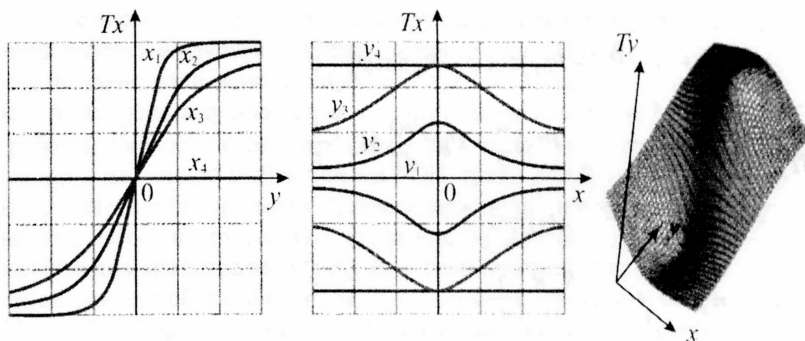


Рис. 2.4. Поперечная составляющая силы трения: $x_1 < x_2 < x_3 < x_4$; $y_1 < y_2 < y_3 < y_4$

В работах Позина Б.М., Гуськова В.В. и Опейко А.Ф. показано, что для гусеничных машин, у которых пятно контакта гусеницы с грунтом имеет соотношение длины к ширине больше 4, допустимо упростить выражение для сил и момента трения до одинарных интегралов только по длине. Это приводит к ошибке в несколько процентов, но кардинальным образом упрощает решение. Кроме того, для недеформируемых грунтов, таких как бетон, лед или укатанная заснеженная дорога, а именно здесь в первую очередь существует опасность заноса, приведены зависимости, в которых считаются постоянными коэффициент трения скольжения и нормальное давление на площадке. С учетом указанных допущений в расчетах математической модели участвуют выражения:

$$\left. \begin{aligned} M(x, y) &= \int_{-L/2}^{L/2} \mu_x q \frac{(y-\eta)^2}{\sqrt{x^2 + (y-\eta)^2}} d\eta + \int_{-L/2}^{L/2} \mu_y q \frac{x^2}{\sqrt{x^2 + (y-\eta)^2}} d\eta, \\ T_x(x, y) &= - \int_{-L/2}^{L/2} \mu_x q \frac{y-\eta}{\sqrt{x^2 + (y-\eta)^2}} d\eta, \\ T_y(x, y) &= \int_{-L/2}^{L/2} \mu_y q \frac{x}{\sqrt{x^2 + (y-\eta)^2}} d\eta. \end{aligned} \right\}$$

где μ_x и μ_y – коэффициенты взаимосвязи гусениц с грунтом для анизотропного трения, q – удельное давление на грунт, x, y – величины смещения полюса поворота относительно центра тяжести машины, η – текущая координата по длине опорной поверхности.

В связи с приведенными аргументами в математической модели использованы следующие выражения для боковой силы сопротивления, тяговых усилий на отстойной P_1 и забегающей P_2 гусеницах и момента сопротивления повороту:

$$R_6 = T_{x1} + T_{x2}; \quad P_1 = T_{y1}; \quad P_2 = T_{y2}$$

$$M_c = M_{m2} + M_{m1} - T_{y2}(B/2 + x_2) + T_{x2}(y) + T_{x1}(y) + T_{y1}(B/2 - x_2).$$

Разработанная математическая модель имеет вид:

$$\frac{d^2 X_c}{dT^2} = [(P_2 + P_1 - Pf_1 - Pf_2) \sin \varphi + R_6 \cos \varphi] \frac{g}{G}; \quad (1)$$

$$\frac{d^2 Y_c}{dT^2} = [(P_2 + P_1 - Pf_1 - Pf_2) \cos \varphi - R_6 \sin \varphi] \frac{g}{G}; \quad (2)$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dT^2} = \left[(P_2 - P_1 + Pf_1 - Pf_2) \frac{B}{2} - \text{sign} \frac{d\varphi}{dT} M_c \right] \frac{1}{J_c}; \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_n}{dT} = [M_{\partial} i_1 - M_n - M_{cn} i_2] \frac{1}{J_1}; \quad (4)$$

$$\frac{d\omega_m}{dT} = \left[M_m - \frac{(P_2 + P_1) R_{\text{БК}}}{i_{\text{БН}} i_{\kappa} (\kappa + 1)} \right] \frac{1}{J_2}; \quad (5)$$

$$\frac{d\omega_{\text{м}}}{dT} = \left[M_{\text{зм}} - \frac{(P_2 - P_1) R_{\text{БК}}}{i_{\text{БН}} i_5 (\kappa + 1)} \right] \frac{1}{J_3}; \quad (6)$$

$$\frac{dP_{\text{ГОН1}}}{dT} = (Q_{n1} - Q_{m1} - Q_{k11} - Q_{k21} + Q_{k31} - Q_{k41}) \frac{E}{V_1}; \quad (7)$$

$$\frac{dP_{\text{ГОН2}}}{dT} = (Q_{m2} - Q_{n2} - Q_{k12} - Q_{k22} + Q_{k32} - Q_{k42}) \frac{E}{V_2}; \quad (8)$$

$$\frac{dP_5}{dT} = (Q_{n5} - Q_{\partial p1} - Q_{\kappa l5} - Q_{my}) \frac{E(P_5, B_5, n_5)}{V_5}; \quad (9)$$

$$\frac{dP_6}{dT} = \frac{dP_3}{dT} + A; \frac{dP_3}{dT} = (Q_{op1} - Q_{k31} - Q_{k32} + Q_{k21} + Q_{k22}) \frac{E}{V_3}; \quad (10)$$

$$\frac{dP_7}{dT} = \left(Q_{u1} - Q_{u3} - F_n R_n \left(\frac{d\beta_n}{dT} \right) \right) \frac{E(P_7, B_7, n_7)}{V_7}; \quad (11)$$

$$\frac{dP_8}{dT} = \left(-Q_{u2} + Q_{u3} + F_n R_n \left(\frac{d\beta_n}{dT} \right) \right) \frac{E(P_8, B_8, n_8)}{V_8}; \quad (12)$$

$$\frac{d^2 \beta_n}{dT^2} = \frac{1}{J_u} \left[(P_7 - P_8) F_n R_n - \Psi \frac{d\beta_n}{dT} - M_{nac} - M_{ny} - M_{mp} \right]. \quad (13)$$

Здесь T – текущее время, с; X_c, Y_c – координаты центра тяжести БГМ, м; φ – курсовой угол, рад.; $\omega_n, \omega_t, \omega_m$ – частоты вращения насосного колеса ГТ, турбинного колеса ГТ и мотора ГОП, рад/с; G – вес машины, Н; g – ускорение силы тяжести, м/с²; P_1, P_2 – силы тяги на отстающем и забегающем борту, Н; Pf_1, Pf_2 – сопротивление передвижению отстающего и забегающего борта, Н; R_6 – сила сопротивления боковому перемещению, определяемая как сумма поперечных составляющих сил трения гусениц о грунт; J_c, J_1, J_2, J_3 – момент инерции корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, моменты инерции двигателя, турбины ГТ и мотора ГОП, кгм²; $M_c, M_d, M_n, M_t, M_{гн}, M_{гм}$ – моменты сопротивления, двигателя, насоса ГТ, турбины ГТ, насоса ГОП, мотора ГОП соответственно, Нм; $R_{вк}$ – радиус ведущего колеса, м; $i_k, i_1, i_2, i_5, i_{бп}$ – передаточные числа в трансмиссии; κ – параметр суммирующего планетарного ряда; $P_{гон1}, P_{гон2}$ – давления рабочей жидкости в силовых магистралях, МПа; P_5 – давление рабочей жидкости в магистрали вспомогательного насоса, МПа; P_6 – давление рабочей жидкости в камере между дросселем и подпиточным клапаном, МПа; P_7, P_8 – давления рабочей жидкости в силовых цилиндрах механизма управления, МПа; β_n – угол поворота наклонной шайбы насоса ГОП, град.; $E(P, B, n)$ – модуль упругости жидкости, зависящий от давления P , газосодержания B и показателя политропы n ; Q_i – расходы насоса и мотора ГОП, клапанов, дросселей и др., м³/с; V_i – объемы соответствующих магистралей м³; F_n, P_n – геометрические параметры механизма управления наклонной шайбы м², м; $J_{ш}$ – момент инерции наклонной шайбы, кгм²; $M_{nac}, M_{ку}, M_{пр}$ – моменты на элементах механизма управления наклонной шайбы, Нм, Ψ – коэффициент вязкого трения наклонной шайбы.

Основные допущения, принятые в математической модели: не учтена упругость элементов двигателя, трансмиссии и ходовой системы; не рассмотрены частичные характеристики дизельного двигателя; постоянство характеристик грунта в каждом варианте расчета; статические характеристики двигателя и гидротрансформатора. Вопросам, появившимся в основные допущения данной работы, посвящены исследования Ф.А. Опейко, А.А. Благодравова, В.И. Красненькова, Б.М. Позина, И.Я. Березина, В.Б. Держанского и других ученых. Автор считает, что независимо от влияния перечисленных выше параметров, цель исследования, состоящая в улучшении управляемости БГМ на основе совершенствования систем управления, может быть достигнута на базе исследования предложенной матема-

тической модели. Учет всех перечисленных выше параметров существенно усложняет математическую модель и нацеливает на решение других задач.

Описание работы модели. Задающим воздействием в модели является поворот штурвала, например, так как показано на графике 1 рис. 3.1. Поворот штурвала осуществляется за 0,2–0,3 с, машина входит в поворот, затем штурвал удерживается в постоянном положении, машина некоторое время находится в повороте, в момент времени 3 с штурвал выводится в нейтральное положение, машина выходит из поворота. График $UH(T)$ может иметь любой вид, например синусоиды, единичного скачка возмущений или произвольной функции. Поворот штурвала приводит к изменению моментов на насосе и моторе ГОП по следующим уравнениям:

$$M_{\text{зопн}} = P_{\text{зопн1}} q_n u_n - P_{\text{зопн2}} q_n u_n - \Delta M_{\text{зн}}; \quad (16)$$

$$M_{\text{зопм}} = P_{\text{зопн1}} q_m u_m - P_{\text{зопн2}} q_m u_m - \Delta M_{\text{зм}}; \quad (17)$$

где $M_{\text{зопн}}$ и $M_{\text{зопм}}$ – моменты на насосе и моторе ГОП, $P_{\text{зопн1}}$ и $P_{\text{зопн2}}$ – давления в магистрали нагнетания и всасывания ГОП, q_n и q_m – объемные постоянные насоса и мотора, u_n и u_m – параметр регулирования насоса и мотора. В трансмиссии БМП-3 регулируется насос, связанный через систему управления наклонной шайбой ГОП (см. дифференциальное уравнение 15), со штурвалом. Параметр регулирования мотора остается постоянным и равным единице.

Расходы насоса и мотора формируются уравнениями:

$$Q_{\text{н1}} = q_n u_n \omega_{\text{зопн}} - \Delta Q_{\text{зн}}; \quad (18)$$

$$Q_{\text{м1}} = q_m u_m \omega_{\text{зопм}} - \Delta Q_{\text{зм}}. \quad (19)$$

Далее наряду с расходом предохранительного клапана и клапана подпитки они входят в правую часть дифференциального уравнения (9) и формируют давление в магистрали нагнетания $P_{\text{зопн1}}$. Аналогично формируется правая часть уравнения (10) для магистрали всасывания.

Моменты насоса и мотора, определенные уравнениями (16) и (17), входят в правые части дифференциальных уравнений (4) и (6). Частоты вращения двигателя, насоса гидротрансформатора и насоса ГОП связаны постоянными передаточными числами, формируются дифференциальным уравнением (4), и в свою очередь определяют момент двигателя по его статической характеристике. Частоты вращения двигателя и мотора ГОП одновременно определяют частоты вращений ведущих зубчатых колес. Тяговые усилия на забегающем P_2 и отстающем P_1 борту непосредственно входят в правые части дифференциальных уравнений (1), (2), (3), (5), и (6), а в уравнение (4) – опосредовано через уравнения, описывающие момент на турбине и насосе гидротрансформатора. Нагружающие и преобразующие свойства ГТ считаются по статическим характеристикам. Давления P_5 в магистрали вспомогательного насоса, P_6 в камере между дросселем и подпиточным клапаном, P_7 и P_8 в силовых цилиндрах механизма управления ГОП интегрируются в уравнениях (9), (10), (11), (12).

Наклонная шайба ГОП соединена со штурвалом дифференциальной связью, позволяющей независимо от водителя подворачивать её на дополнительный угол. Обратная связь организована по правилам теории автоматического регулирования с включением интегрирующего звена:

$$\beta_{ш} = k_1 \beta_{шт} + k_2 \int (K_{шт} - K_0) dt + k_3 (K_{шт} - K_0), \quad (20)$$

где $\beta_{ш}$ – относительный угол поворота шайбы насоса ГОП; $\beta_{шт}$ – относительный угол поворота штурвала управления поворотом; $K_{шт}$ – кривизна траектории по штурвалу; K_0 – действительная кривизна траектории центра масс на местности, k_1, k_2, k_3 – постоянные коэффициенты.

Обратная связь реагирует на разность кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности. Двигатель внутреннего сгорания задан характеристикой крутящего момента по статической характеристике, при возникновении заноса включается торможение двигателем.

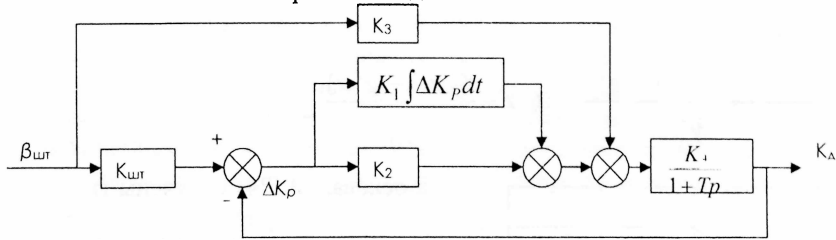


Рис. 2.5. Структурная схема дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП

Тормоза смоделированы так, что позволяют прикладывать тормозной момент на ведущие колеса как одновременно, так и раздельно, и исследовать эффективность предотвращения заноса при разных законах приложения тормозного момента. Таким образом, система уравнений (1)–(13), наряду с уравнениями связи, описывает криволинейное управляемое движение быстроходной гусеничной машины и ее элементов: двигателя, насоса и турбины гидротрансформатора, насоса и мотора гидрообъемной передачи механизма поворота.

Новые положения теории переходных периодов входа-выхода из поворота.

Обозначим на рис. 2.6 γ – угол приложения сил относительно продольной оси машины и θ – угол приложения сил в неподвижной системе координат. Тогда тангенсы углов приложения сил в неподвижной системе координат примут вид:

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{\ddot{X}_O}{\ddot{Y}_O}. \quad (21)$$

Продифференцируем во времени выражение, связывающее скорости $\dot{X}_O$ и $\dot{Y}_O$:

$$\dot{X}_O = \dot{Y}_O \operatorname{tg} \alpha, \quad (22)$$

не забывая, что траекторный угол тоже величина, изменяющаяся во времени. Получим

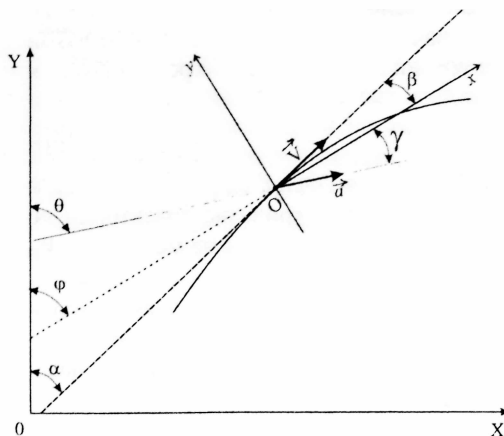
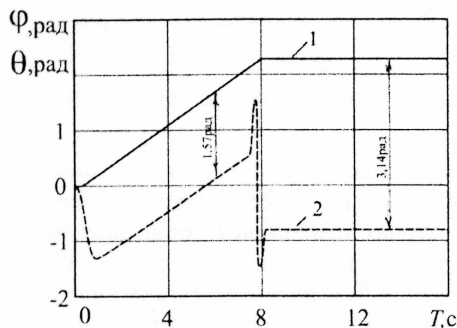


Рис. 2.6. Положение векторов скорости и ускорения на расчетной схеме

$$\ddot{X}_O = \ddot{Y}_O \operatorname{tg} \alpha + \dot{Y}_O \alpha (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha) \quad (23)$$

Подставим (23) в (21), получим выражение, устанавливающее взаимосвязь траекторного угла α (направление вектора скорости) и угла θ_0 приложения силы (направление вектора ускорения) для центра тяжести машины:

$$\operatorname{tg} \theta_O = \frac{\ddot{Y}_O \operatorname{tg} \alpha + \dot{Y}_O \alpha (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha)}{\ddot{Y}_O} = \operatorname{tg} \alpha + \frac{\dot{Y}_O \alpha (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha)}{\ddot{Y}_O} \quad (24)$$



На основании (24) получены графики рис. 2.7, иллюстрирующие изменение траекторного угла и угла приложения силы.

Рис. 2.7. Угол курсовой (1) и угол приложения сил (2) для центра тяжести во время входа в поворот, в установившемся повороте, выходе из поворота и движении прямо

Боковое ускорение, являющееся источником или свидетелем динамических нагрузок, развивается во времени по рис. 2.8. На выходе из поворота происходит всплеск нагрузок, являющийся причиной схода машины с гусениц, зафиксированный в независимых исследованиях Дворниченко А.А.

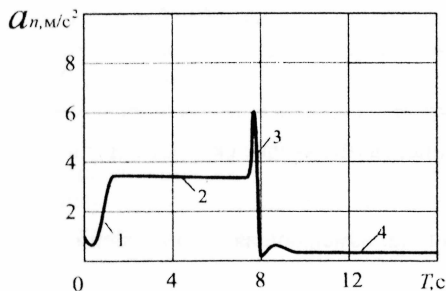


Рис. 2.8. Величина бокового ускорения центра тяжести БГМ при криволинейном движении. 1 – этап входа в поворот, 2 – установившийся поворот, 3 – выход из поворота, 4 – движение прямо

В третьей главе определены физические величины, характеризующие устойчивость и управляемость криволинейного

движения быстроходной гусеничной машины. Переход от сравнения частот вращения корпуса к сравнению траекторий движения имеет очевидные преимущества: 1 – водитель в процессе управления поворотом следит именно за траекторией движения; 2 – в этом случае сравнению подвержено положение штурвала, как управляющее воздействие водителя, и кривизна траектории движения на местности, как выходной сигнал; 3 – между управляющим воздействием и выходным сигналом помещаются оба основных искажения (потери ГОП и буксование); 4 – кривизна траектории движения рассчитывается как отношение частоты вращения корпуса к линейной скорости центра тяжести машины, то есть логично включает в себя и скорость движения БГМ, что очень важно для машин с приводом ГОП механизма поворота от насоса гидротрансформатора (БМП «Мардер», «Леопард-2», БМП-3)).

В имитационном моделировании проведена оценка различия реальной скорости и теоретической, рассчитанной по ведущим колесам, без учета юза-буксования. Различие линейных скоростей при движении на скорости 17 м/с составляет 0,1 м/с (0,5%). Различие угловых скоростей (теоретической и действительной) корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс, в установившемся повороте 15%, а при входе в поворот – в 2 раза. Поэтому оценку линейной скорости на реальном объекте достаточно проводить по выходному валу коробки передач, а реальную угловую скорость вращения корпуса – гироскопом. Относительная разница кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности рассмотрена в качестве критерия количественной оценки управляемости БГМ.

На примере движения БГМ легкой категории по массе прослежено развитие процессов во времени. Смоделирован вход в поворот со скоростью 17 м/с, максимальным отклонением штурвала за 0,2с с сохранением полной подачи топлива (рис. 3.1). На первом этапе от 0 до 0,2 с угол поворота штурвала интенсивно растет. На втором этапе от 0,2 до 1,0 с положение штурвала неизменно, при этом кривизна траектории поворота непропорциональна управляющему воздействию, разумно утверждать, что управляемость недостаточна. Причина этого в превышении возможностей ГОП по давлению. На третьем этапе – от 1,0 до 2,0 с положение штурвала неизменно. Фактическая кривизна траектории растет, но не превышает теоретической кривизны траектории. На четвертом этапе, от 2 до 2,7 с, положение штурвала и теоретическая кривизна траектории центра масс постоянны, но фактическая кривизна траектории превышает теоретическую – нарушено условие устойчивости.

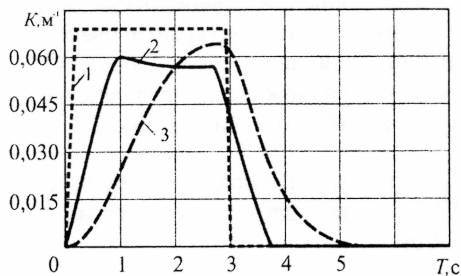


Рис. 3.1. Зависимость кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), ведущими колесами (2) и реализуемой на местности (3), от времени

Пятый этап от 2,7 до 3 с. Штурвал возвращается в нейтральное положение, теоретическая кривизна становится равной нулю, фактическая превышает теоретическую. Давление в противоположной магистрали ГОП превышает максимальное, «клапана текут». Шестой этап от 3 до 3,8 с – штурвал в нейтральном положении, но выход из поворота не закончен, кривизна траектории снижается, но непропорционально положению штурвала. Седьмой этап от 3,8 до 5 с. Давление ГОП вошло в норму, теоретическая кривизна траектории «опережает» фактическую, движение можно назвать устойчивым и управляемым.

Статическая и динамическая устойчивость. Известно, что устойчивость является необходимым, но недостаточным условием управляемости. Считается, что при возникновении заноса поздно вмешиваться в управление поворотом: торможение, переключение передач или дополнительный поворот штурвала не приводит к желаемому выходу из заноса. В этом случае приходится говорить об упреждающих действиях. А как их предвидеть? Как алгоритмизировать это упреждение, чтобы сделать его доступным пониманию автоматической системы – вот вопросы, требующие обсуждения и ответа. С другой стороны, высококлассные водители и профессиональные гонщики широко используют движение с заносом для достижения максимальных показателей по скорости. Рассчитывать на подготовку армии высококлассных водителей для военных гусеничных машин не приходится, но использовать опыт гонщиков при проектировании автоматических систем управления, снижающих требования к квалификации, сам Бог велел.

Проясним эту позицию с точки зрения возможностей разработанных законов дополнительного регулирования ГОП, двигателя и тормозов. Мерой управляемости является разность между кривизной, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности. Мерой устойчивости, по аналогии, можно считать разность кривизны траектории, задаваемой ведущими колесами и реализуемой на местности. До тех пор, пока последняя разность положительная – криволинейное движение устойчиво. Дополнительный подворот наклонной шайбы насоса ГОП изменяет картинку на рис. 3.1: параметр регулирования ГОП возрастает, кривизна по ведущим колесам тоже, кривизна на местности возрастает до той, что требует штурвал. Как будто бы добрались до границы, кривизна на местности даже превышает на некоторое время кривизну, заданную штурвалом. Но это не граница заноса. Разность между кривизной по ведущим колесам и на местности существенно положительна (разница между графиками 2 и 3 на рис. 3.2). Значит, дополнительное регулирование ГОП происходит при гарантированном сохранении устойчивости. Это очень важно для уяснения возможности предлагаемого регулирования вблизи границы заноса.

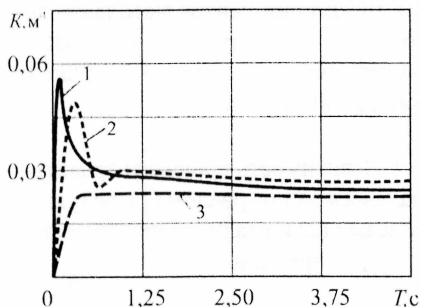


Рис. 3.2. Кривизна траектории 1 – по насосу ГОП, 2 – по ведущим колёсам, 3 – на местности

Этот режим движения БГМ по кругу радиусом 61 м соответствует статической устойчивости по В.И. Красенькову. При увеличении кривизны на этой же скорости выводит машину за границы статической устойчивости. По А.А. Благодравову движение за границей статической устойчивости вплоть до границы бокового заноса «возможно только при непрерывном и соответствующем регулировании поворачивающего момента механиком-водителем». Дополнительные опции управления поворотом, разработанные в диссертации обеспечили машине возможность движения в условиях динамической устойчивости при средней квалификации механика-водителя, раньше это было под силу только высококлассному водителю. Иллюстрация на рис. 3.3 – кривизна по штурвалу меньше, чем реализуемая на местности, но движение управляемо за счет автоматического снижения подачи насоса ГОП, торможения двигателем и тормозом забегающего борта, как это делает опытный водитель.

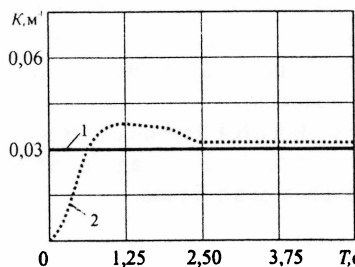


Рис. 3.3. Кривизна по штурвалу 1 и на местности 2 в условиях динамической устойчивости

Таким образом, разработанные законы автоматического регулирования поворотом позволили реализовать управляемое движение в условиях динамической устойчивости по В.И. Красенькову.

В четвертой главе приведены результаты имитационного моделирования криволинейного движения быстроходной гусеничной машины с системой динамической стабилизации поворота. Движение БГМ по кругу (рис.4.1). Здесь штурвал управления поворотом непосредственно соединен с наклонной шайбой насоса ГОП. Разница между линией (1) и (2) характеризует отклонение от идеальной управляемости за счет потерь в ГОП, а разница между линией (2) и (3) – за счет буксования. В ряде случаев при интенсивном маневрировании действительная кривизна траектории может превысить задаваемую штурвалом, начинается неустойчивое, а, следовательно, и неуправляемое движение, см. пример на рис. 4.2.

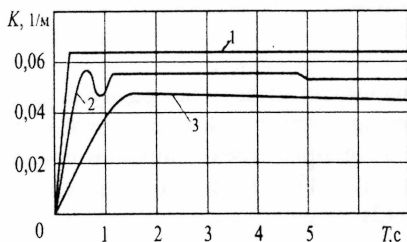


Рис. 4.1. Зависимость от времени кривизны траектории поворота, задаваемой штурвалом (1), частотами вращения ведущих звездочек (2) и реализуемой корпусом машины (3)

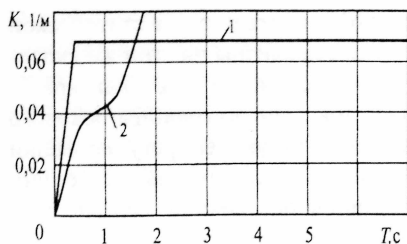


Рис. 4.2. Зависимость от времени кривизны траектории при заносе, здесь линия 2 соответствует действительной кривизне траектории, а 1 – кривизне, задаваемой штурвалом

Применение ГОП в составе механизма поворота открывает большие возможности в системе управления поворотом. В частности, введение дифференциальной связи между штурвалом и наклонной шайбой насоса ГОП (20) позволяет: 1) компенсировать утечки ГОП и буксование гусениц, добиться улучшения управляемости, то есть пропорциональности угла поворота штурвала и кривизны траектории на местности; 2) добиться стабилизации поворота в тех случаях, когда появляется угроза заноса и кривизна реальной траектории становится больше расчетной, в этом случае уменьшение подачи насоса ГОП предотвращает занос. Имитационное моделирование стандартных режимов движения показало:

1. Движение по кругу (рис. 4.3). Радиус траектории становится в полное соответствие штурвалу, в то время как без дополнительного регулирования радиус отличался от задаваемого штурвалом в 1,5 раза.

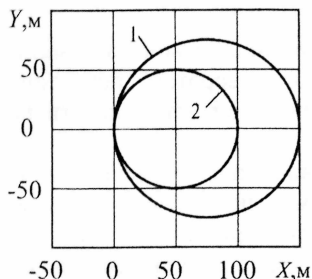


Рис. 4.3. Траектория движения машины без дополнительного управления шайбой ГОП (1) и с разработанным дополнительным управлением (2)

2. «Микст». Увеличение сопротивления в 2 раза под отстающей гусеницей (рис.4.4) при отсутствии дополнительной системы регулирования приводит к уменьшению радиуса поворота на 8 м. Аналогичное изменение грунта под забегающей гусеницей влечет увеличение радиуса на 10 м. При дополнительном регулировании наклонной шайбы ГОП радиус траектории во всех случаях сохраняется неизменным.

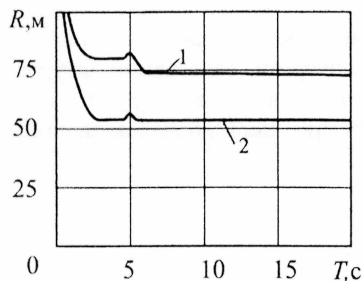


Рис. 4.4. Зависимость от времени радиуса траектории при входе в поворот и смене грунта под отстающей гусеницей без дополнительного управления шайбой ГОП (1) и с дополнительным управлением (2)

3. При угрозе заноса дополнительное регулирование наклонной шайбы ГОП (уменьшение подачи вплоть до нуля) позволяет успешно завершить маневр. На рис 4.5. график 1 показывает, что машина уходит в занос на второй секунде движения, а при дополнительном регулировании ГОП (график 2) удается стабилизировать угол верчения β .

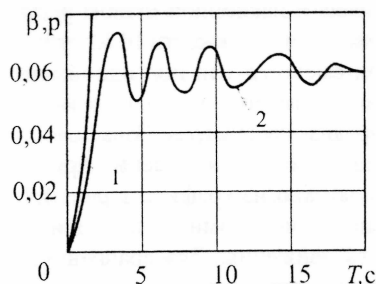


Рис. 4.5. Зависимость от времени угла верчения корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс машины, без дополнительного управления шайбой ГОП (1) и с разработанным законом дополнительного управления (2)

Таким образом, имитационным моделированием доказана эффективность предлагаемых мероприятий.

О точности управления поворотом. В настоящее время теория криволинейного движения гусеничных машин трактует управляемость как качество, затрудняясь придать этому параметру количественное значение. На примере движения по сложной трассе типа «змейка» и сменой грунта под одной из гусениц в момент времени $t=5$ с показана, с одной стороны – эффективность применения новых законов регулирования, а с другой стороны – эффективность количественной оценки управляемости.

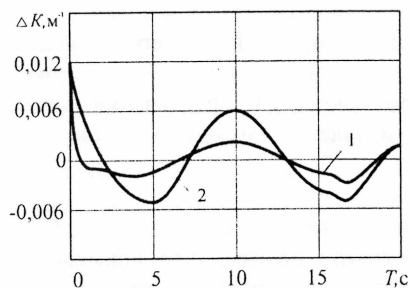


Рис. 4.6. Зависимость от времени разности управляющего воздействия водителя и реальной кривизны траектории при дополнительном регулировании наклонной шайбы ГОП (1) и без дополнительного регулирования (2)

При регулировании наклонной шайбы ГОП непосредственно от штурвала (рис. 4.6) выходной сигнал (кривизна на местности) отличается от входного сигнала (кривизны, задаваемой штурвалом) на величину $\pm 0,006$ 1/м. Введение дифференциальной связи в регулирование наклонной шайбы насоса ГОП приводит к снижению этого показателя в 5 раз – до величины $\pm 0,0012$ 1/м.

При переходе к безразмерным величинам, делением разности кривизны на текущее значение кривизны, задаваемой штурвалом, получим ошибку управления в процентах. Её можно считать показателем качества управления поворотом или точностью управления. Самое главное – это количественный параметр.

$$O = \frac{K_{ум} - K_a}{K_{ум}} \cdot 100\% \quad (25)$$

В приведенном примере при регулировании наклонной шайбы по прототипу относительная ошибка управления составляет $\pm 100\%$, а при введении дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП ошибка снижается до $\pm 10\%$.

Моделирование движения по сложной траектории типа «змейка» и «микст» при реализации новых законов управления ГОП механизма поворота. В случае пропорциональной связи между положением штурвала и наклонной шайбы регулируемого насоса ГОП реальная траектория движения центра тяжести БГМ существенно отличается от задаваемой штурвалом. При смене грунта под одной или обеими гусеницами изменяются сопротивления движению, что приводит к изменению траектории ЦТ при том же положении штурвала. Рассмотрим более сложную трассу – «змейку». В этом случае смена грунта под одной из гусениц приводит к сходу машины с заданной траектории, как показано на графике 1 рис. 4.7. Средняя скорость 16,8 м/с. Смена грунта под обеими гусеницами не приводит к сходу с траектории, но снижает среднюю скорость движения. Для сравнения – траектория движения машины по исходному грунту приведена на графике 2 рис.4.7. Средняя скорость 17,3 м/с.

Применение выработанных в диссертации законов регулирования наклонной шайбы ГОП кардинальным образом изменяет траекторию движения ЦТ БГМ: она копирует на местности и во времени положение штурвала. На графике 3 рис. 4.7 показано, что «микст» не приводит к искажению траектории. Несколько снижается средняя скорость – с 17,3 м/с до 16,8 м/с.

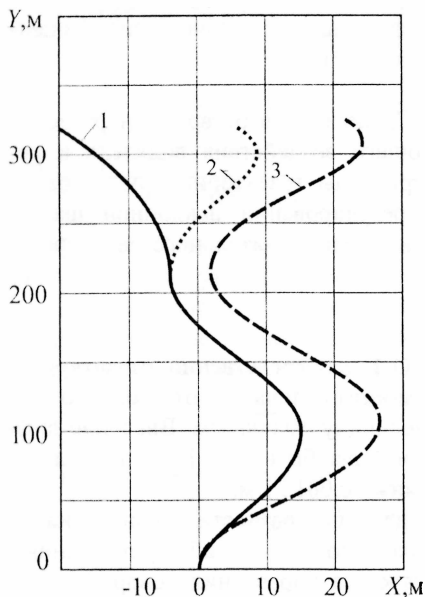


Рис. 4.7. Траектория ЦТ БГМ при 1 – смене грунта под левой гусеницей; 2 – постоянное сопротивление; 3 – реализации новых законов управления наклонной шайбы ГОП

Анализ движения машины по «змейке» и смене грунта показал, что применение новых законов дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП существенно влияет на траекторию. При исходном значении сопротивлений амплитуда траектории 18 м, при увеличении сопротивления под обеими гусеницами одновременно амплитуда 15 м, период – 225 м. При увеличении сопротивления под одной гусеницей явный увод в сторону большего сопротивления, первая амплитуда траектории 15 м, период – 225 м. С применением дополнительного регулирования увода нет, амплитуда – 25 м, период – 213 м при всех условиях.

Таким образом, применение новых законов регулирования наклонной шайбой насоса ГОП при повороте на различных грунтах показало свою эффективность при движении по кругу, по сложной траектории типа «змейка» и на «миксте».

К вопросу о предотвращении заноса. Дополнительное регулирование наклонной шайбы насоса ГОП снижает ошибку управления поворотом на порядок. В некоторых случаях удается стабилизировать машину в повороте. Однако этого бывает недостаточно. При резком повороте штурвала машина неизбежно уходит в занос, несмотря на систему слежения и стабилизации траектории движения. Часто задаваемые водителем через штурвал траектории движения не могут быть реализованы на большой скорости. Опыт и квалификация водителя подсказывают ему насколько снизить скорость движения за счет уменьшения подачи топлива, торможения двигателем и штатными тормозами.

Математическая модель позволяет имитировать эти операции. В случае превышения кривизны реальной траектории на местности кривизны, задаваемой штурвалом, подача топлива в двигатель прекращается, и двигатель вместо источника энергии становится его потребителем в виде момента сопротивления, пропорционального частоте вращения ДВС. Как только ситуация с кривизной выправляется, подача топлива возобновляется. Однако процессы регулирования поворотом настолько динамичны, что торможения двигателем оказывается недостаточно.

Имитационное моделирование позволило отработать различные алгоритмы управления тормозами при угрозе заноса. Рассмотрены варианты принудительного торможения машины с помощью штатных тормозов. Торможение обеими гусеницами не приводит к желаемому результату, машина из заноса не выходит; торможение отстающего борта тем более; а торможение забегающего борта, как это не парадоксально звучит, приводит к стабилизации поворота.

Основные цифры, характеризующие выигрыш в скорости совершения маневра приведены в диссертации. Маневр заключается в резком повороте штурвала (за несколько десятых долей секунды) до определенного уровня, выраженного в долях от максимально возможного, и движение в повороте по кругу.

Анализ результатов имитационного моделирования показал, что выполнение маневра по входу в поворот благодаря введению в действие новых законов управления наклонной шайбой насоса ГОП, двигателя и тормозов, стало возможным с большей средней скоростью: прототип может войти в круг диаметром 21 м только на 3 передаче со средней скоростью 11,5 м/с, а усовершенствованная машина – на 4 передаче со средней скоростью 14,7 м/с (на 27% быстрее); на круге диаметром 27м аналогично 11,5 м/с и 15,6 м/с (на 35% быстрее). Без дополнительного торможения забегающего борта машина не может избежать заноса при относительно повороте штурвала больше 0,5 на 4 передаче, и 0,6 на 3 передаче. Тормоз забегающего борта включается автоматически при угрозе заноса в виде разности кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности.

Выводы справедливы для механической и гидромеханической трансмиссии. Во всех случаях, в том числе и на границе заноса дополнительное регулирование наклонной шайбы ГОП обеспечивает ошибку управления поворотом в пределах

10% в переходном процессе и не более 5% – в установившемся движении по кругу. При пропорциональной связи штурвала и наклонной шайбы ГОП ошибка составляла 50 и более %.

Дополнительное регулирование насоса ГОП для машин с ГМТ и приводом ГОП механизма поворота от ДВС. Известна проблема поддержания радиуса криволинейного движения для машин с гидромеханической трансмиссией и гидрообъемным механизмом поворота, в которых ГОП приводится по вращению от коленчатого вала ДВС («Леопард-2», БМП «Мардер», БМП-3). При такой компоновке подача насоса ГОП пропорциональна частоте вращения двигателя, а скорость движения машины пропорциональна частоте вращения турбины гидротрансформатора. При неизменном положении штурвала управления поворотом и увеличении нагрузки на ведущих колесах уменьшается скорость вращения турбины ГТ и скорость машины V , угловая же скорость ω остается неизменной, кривизна траектории изменяется независимо от водителя. Проведено имитационное моделирование криволинейного движения машины с ГМТ. Смоделирован рост сопротивления перемещению под обеими гусеницами в 4 раза с $\varphi=0,02$ до $\varphi=0,08$ в момент времени $t=5$ с.

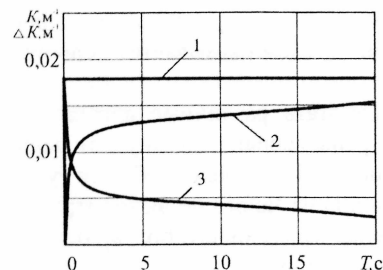


Рис. 4.8. Зависимость от времени кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), реализуемой на местности (2) и их разность (3). ГМТ без дополнительного регулирования наклонной шайбы насоса ГОП

По графику (2) рис. 4.8 видно, что до момента смены грунта при $t=5$ с машина успевает войти в установившийся поворот с кривизной траектории $K=0,015$ 1/м. Рост сопротивления приводит к снижению частоты вращения турбины при сохранении частоты вращения ДВС (соответственно и насоса ГОП). В целом это приводит к росту кривизны траектории до $K=0,018$ 1/м (на 20%), напомним – при неизменном положении штурвала. При этом средняя скорость за 20 с движения составила 14,3 м/с. Диаметр описываемого круга составляет 135 м, причем траектория меняется по кривизне в момент времени $t=5$ с. Введение дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП при тех же условиях входа в поворот и движения по кругу со сменой грунта в момент времени $t=5$ с приводит к результатам, изображенным на рис. 4.9. Отметим, что скорость движения и передаточное отношение ГТ протекают во времени также, а траектория движения существенно изменился. Диаметр траектории уменьшился со 135 м до 108 м (на 20%). Причем в случае дополнительного регулирования траектория не меняется даже при смешанном грунте.

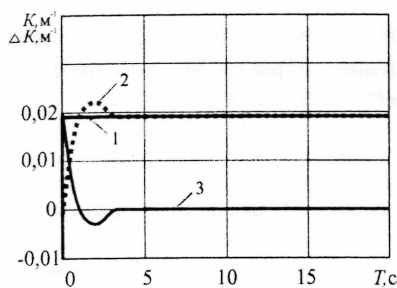


Рис. 4.9. Зависимость от времени кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), реализуемой на местности (2) и их разность (3). ГМТ с дополнительным регулированием наклонной шайбы насоса ГОП

Таким образом, введение дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП, подачи топлива и тормозами в соответствии с выработанными законами управления привело к положительному эффекту для ГМТ, выразившемуся в следующем: 1 — ошибка управления уменьшилась с 25% до 4%; 2 — исключено влияние нагрузки на ведущие колёса на кривизну траектории движения; 3 — диаметр круга стал соответствовать положению штурвала и уменьшился со 135 до 108 м; 4 — средняя скорость движения сохранилась, точность управления (количественный рост показателя управляемости БГМ) увеличилась, а ошибка уменьшилась.

Движение по трассе, включающей различные опасные участки. Любая трасса может быть разложена на составляющие элементы, такие как движение прямо, движение по дугам окружности различного радиуса и движение по траектории переменной кривизны типа синусоиды с различной амплитудой и периодом. В трудах Савочкина В.А., Дмитриева А.А. приведена статистика дорог Европейской части СССР. Их кривизна укладывается в диапазон $0,033 < K < 0,04 \text{ м}^{-1}$. Наиболее вероятные фрагменты трассы включены в имитационную модель движения в течение 20 с: первый период $t=0...5$ с штурвал задает поворот влево (относительный поворот штурвала $-0,3$); второй период $t=5...6$ с движение прямо; третий период $t=6...10$ с — поворот вправо (относительный поворот штурвала $+0,5$); четвёртый период $t=10...20$ с — движение по синусоиде.

Движение по реальной местности опасно участками с большой кривизной траектории. На третьем участке в первую очередь можно ожидать заноса. До тех пор, пока гарантирована плавность изменения траектории движения, и трасса состоит только из поворотов большого радиуса, преимущество реализации новых законов управления двигателем, ГОП и тормозов в процессе криволинейного движения заключается только в точности управления.

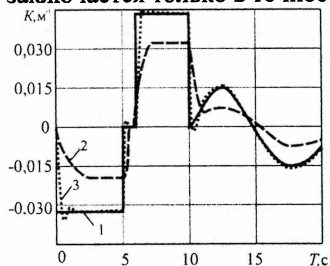


Рис. 4.10. Зависимость от времени кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), реализуемой на местности без дополнительного регулирования (2) и с дополнительным регулированием (3). Движение на 3 передаче (12 м/с)

Благодаря системе дополнительного регулирования подачи насоса ГОП, независимо от штурвала, центр тяжести БГМ перемещается по траектории, заданной

штурвалом с ошибкой по кривизне не более 10% при резком перемещении штурвала, и в пределах 2–3% при плавном перемещении штурвала. Машина-прототип имеет отличие по кривизне траектории от заданной штурвалом до 50 %.

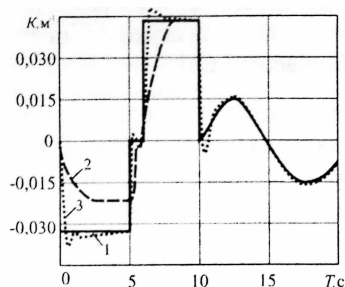


Рис. 4.11. Зависимость от времени кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), реализуемой на местности без дополнительного регулирования (2) и с дополнительным регулированием (3). Движение на 4 передаче (17 м/с)

На рис. 4.11 показано, что при переброске штурвала на 4 передаче, машина-прототип уходит в занос. Таким образом, прохождение этой трассы возможно машиной-прототипом только на 3 передаче со средней скоростью 10,1 м/с.

Реализация разработанных законов управления поворотом (одновременным дополнительным регулированием насоса ГОП, сбросом подачи топлива до нуля, торможением двигателем и торможением забегающего борта при появлении заноса) достигается динамическая устойчивость поворота при сохранении точности управления — график 3 на рис. 4.11. Машина благополучно проходит трассу со средней скоростью 13,5 м/с и ошибкой управления не более 3 %.

Таким образом, реализация новых закономерностей управления двигателем, насосом ГОП и тормозами позволила преодолевать трассу с опасными по заносу участками на 4 передаче вместо третьей и увеличить среднюю скорость движения с 10,1 м/с до 13,5 м/с, то есть на 33 %.

Положительный эффект от внедрения новых законов управления поворотом проявляется при совершении «переставки».

При перегрузке ГОП по давлению включается тормоз отстающего борта, что способствует росту точности управления и одновременно частичной разгрузке ГОП. Время работы на клапане уменьшается вдвое.

В пятой главе приведены результаты экспериментальных исследований, проведенных в 2001 и 2005 годах на испытательном полигоне ФГУП «ПО Уралвагон-завод», и их сравнение с результатами математического моделирования, изложенного выше. Материалы использованы по согласованию с заказчиком (г. Москва) и ФГУП УКБТМ (г. Н.Тагил).

Объект испытаний — опытный образец изделия, кинематическая схема которого соответствует рис. 2.3. Место проведения испытаний — испытательный полигон ФГУП «ПО «Уралвагонзавод». Время проведения испытаний — лето 2005 года. Дорожные условия: испытания на твёрдом покрытии проводились на сухой, чистой цементобетонной площадке размером 50×50 м с цементобетонной подъездной дорогой шириной 8 м и длиной 300 м; испытания на тяжёлом грунте проводились на подболощенном задернённом участке и на влажной укатанной суглинистой до-

роге. В ходе испытаний контролировались параметры согласно перечню, представленному в диссертации. Регистрация производилась на мобильный измерительный комплекс МИК-1 с частотой 20 Гц (периодом записи 0,05 с).

Для сравнения результатов смоделирован аналогичный S-образный поворот, для чего сформирована во времени функция управления штурвалом как в эксперименте. Оба процесса (экспериментальный и расчетный) рассмотрены как случайные функции, сделано 50 сечений этих функций за период времени $T = 8 \dots 22$ с в эксперименте и $T = 0 \dots 14$ с в расчете. Оценено математическое ожидание давления ГОП в каждом сечении. Среднее отклонение экспериментального и смоделированного процесса нарастания давления ГОП от математического ожидания составило 6,4%. Дисперсия $D = 3,83$, среднеквадратическое отклонение $\sigma = 1,96$ МПа, $3\sigma = 5,88$ МПа, все отклонения $P_{\text{ГОП}}$ от математического ожидания не превышают 3σ , следовательно, результаты экспериментальных замеров и результаты моделирования давления ГОП совпадают.

Считая все сечения равновероятными, среднее отклонение экспериментального и смоделированного процесса изменения момента на валу мотора ГОП и математического ожидания в S-образном повороте оценено в 8,5%. Дисперсия $D = 12\ 100$, среднеквадратическое отклонение $\sigma = 110$ Нм. $3\sigma = 330$ Нм, все отклонения M_n от математического ожидания не превышают 3σ . Следовательно, результаты экспериментальных замеров и результаты моделирования момента на валу мотора ГОП соответствуют нормальному распределению.

Экспериментальные исследования зависимости момента сопротивления от скорости движения, проведенные в ВА БТВ, уточнили аналитическую зависимость $M_c(V)$, используемую в теории криволинейного движения. Сравнение величины M_c в имитационном моделировании некоторых характерных режимов с полученными ранее в ВА БТВ показало их сходство в пределах 7%.

Вывод: При воспроизведении в имитационном моделировании алгоритма управления штурвалом из независимых экспериментов, совпадение по давлениям, моментам и скоростям просматривается как в общих тенденциях, так и в деталях. Можно констатировать, что отличие экспериментальных и расчетных параметров не превышает 10%.

В шестой главе приведено описание научных предпосылок, математического моделирования и конструктивных мероприятий по улучшению управляемости некоторых БГМ, являвшихся объектами исследования в проведенных прикладных научно-исследовательских работах. В частности, для опытного изделия предложено изменить алгоритм управления блокировочным фрикционом (БФ) гидрообъемной передачи механизма поворота. В указанной машине БФ включается в работу параллельно гидрообъемной передаче при перегрузке последней. Защищена авторским свидетельством схема и способ управления механизмом поворота БГМ, состоящим из ГОП и гидроаккумулятора, работающего параллельно ГОП при перегрузке, подобно гидромufте в известной схеме. Приведена математическая модель гусеничной машины народнохозяйственного назначения с бортовыми гидрообъемными передачами, разработанная на основе проведенных исследова-

ний. Модель может быть применена при проектировании промышленных тракторов с гидростатической трансмиссией.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании выполненных исследований разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как решение крупной научной проблемы, заключающейся в повышении подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением. Приведенные в работе результаты теоретических исследований и практических разработок позволяют увеличить точность маневрирования, предотвратить занос и увеличить среднюю скорость движения, принимать обоснованные решения по изменению конструктивных параметров трансмиссий быстроходных гусеничных машин на ранней стадии проектирования.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана комплексная имитационная математическая модель криволинейного движения быстроходной гусеничной машины, моторно-трансмиссионной установки и системы управления криволинейным движением, отличающаяся введением автоматизированного управления насосом гидрообъемного механизма поворота, двигателя и тормозов с целью повышения точности управления, предотвращения заноса и увеличения средней скорости движения.

2. Установлено, что предложенный критерий оценки управляемости в виде соотношения кривизны траектории задаваемой штурвалом K_m и реализуемый на местности K_ϕ позволяет количественно оценить точность выполнения маневров гусеничной машиной. Кривизна K_ϕ вычисляется как отношение угловой скорости поворота машины в плане, измеряемой гироскопическим датчиком, к продольной теоретической скорости центра тяжести машины, оцененной по частоте вращения выходного вала коробки передач.

3. Достоверность основных предпосылок имитационного моделирования подтверждают независимые теоретические и экспериментальные исследования зависимости момента сопротивления от скорости криволинейного движения, проведенные в ВА БТВ. Различие силовых и кинематических параметров не превышает 5%.

4. Установлены закономерности управления механизмом поворота в виде дополнительного регулирования насоса гидрообъемной передачи, что позволяет минимизировать ошибку управления по кривизне траектории до 3–5%. Особенностью установленных закономерностей является постоянная фиксация разницы $K_m - K_\phi$, по которой формируется сигнал обратной связи для дополнительного регулирования наклонной шайбы насоса ГОП, в результате указанная разница стремится к нулю.

5. Выработаны новые законы управления подачей топлива и тормозами при угрозе заноса, которые позволили увеличить среднюю скорость выполнения маневров различной кривизны до 33%. В случае, если недостаточно регулирования наклонной шайбы и кривизна фактическая становится больше заданной, то вклю-

чается торможение двигателем, а при превышении на K_ϕ над K_m в 1,1 раза – включается тормоз забегающего борта

6. Установлено, что в процессе входа в поворот потери на буксование составляют 20 %, и потери в гидрообъемной передаче механизма поворота – еще 20 %, что приводит к снижению точности выполнения маневра. Показано, что в процессе установившегося движения с постоянной кривизной потери на буксование стабильны и составляют 5–10%, потери в гидрообъемной передаче механизма поворота также стабильны и составляют 9–12%. В этой связи для компенсации буксования гусениц и потерь в гидрообъемной передаче предложено дополнительно подворачивать наклонную шайбу насоса ГОП для повышения точности маневра.

7. Имитационное моделирование движения с постоянной кривизной, по трассе типа «змейки» и «переставки» показало, что внедрение новых законов дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП позволяет уменьшить ошибку управления с 50% до 3–4%.

8. Применение автоматизированной системы управления поворотом при разных сцепных свойствах опорной поверхности («микст») предотвращает сход машины с заданной штурвалом траектории. При отсутствии дополнительного регулирования системы управления поворотом на «миксте» самопроизвольно появляется ошибка управления по кривизне величиной до 100 и более %.

9. Применение разработанных законов регулирования поворотом для гидромеханической трансмиссии с приводом насоса ГОП механизма поворота от двигателя показало эффективность в поддержании заданной штурвалом кривизны траектории: при увеличении сопротивления движению ошибка управления по кривизне снижается с 50–80% до 5–8% на разных трассах и разных грунтовых условиях.

10. Для подтверждения достоверности основных теоретических положений изготовлена опытная модель быстроходной гусеничной машины с двухпоточной гидромеханической трансмиссией и гидрообъемной передачей в механизме поворота на базе легкого тягача МТЛБ. Экспериментальные исследования, проведенные ФГУП «Уралвагонзавод», показали, что различия результатов экспериментальных исследований и математического моделирования составляют по математическому ожиданию 6–8%, по дисперсии от 1,5 до 2,5 раз, что в соответствии с критическими точками распределения F Фишера-Снедекора является приемлемым для констатации их совпадения.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

Монография

1. Кондаков С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения: монография. – 2-е изд., испр. и доп. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2007. – 102 с.

Основные статьи в рецензируемых журналах

2. Кондаков С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2001. – Вып. 1. – № 6 (06). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 10–15.

3. Кондаков С.В. Взаимосвязь критериев устойчивости и управляемости криволинейного движения быстроходных гусеничных машин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 3. – № 1 (17). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 105–110.

4. Кондаков С.В. Расчетная модель движения промышленного трактора с бортовой гидростатической трансмиссией // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2004. – Вып. 5. – № 5 (34). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 23–26.

5. Кондаков С.В. Температурный режим работы гидрообъемной передачи в составе механизма поворота быстроходной гусеничной машины при маневрировании // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 7 – № 14 (54). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 85 – 89.

6. Кондаков С.В., Черепанов С.И. Моделирование взаимодействия гусениц с грунтом при неустановившемся повороте быстроходной гусеничной машины // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 12 – № 23 (123). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 26–31.

7. Болдырев Р.Н., Кондаков С.В. Боковые нагрузки на опорные катки военной гусеничной машины в повороте // Вестник бронетанковой техники. – 1990. – № 12. – С. 29–32.

8. Диковский Б.Л., Кондаков С.В., Щербаков И.Б. Исследование нагруженности гидрообъемной передачи в механизме поворота танка с центральной гидромеханической коробкой передач // Вестник бронетанковой техники. – 1992. – № 4. – С. 45–47.

9. Диковский Б.Л., Кондаков С.В., Щербаков И.Б. Снижение динамических нагрузок на гидрообъемную передачу в механизме поворота танка // Вестник бронетанковой техники. – 1994. – № 1. – С. 49–51.

10. Довжик В.Л., Злотник М.И., Кондаков С.В., Черпак Ф.А. Анализ возможности применения гидродинамического трансформатора для трансмиссий промышленных тракторов различного назначения // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 12. – С. 13 – 15.

11. Кондаков С.В., Довжик В.Л., Злотник М.И. Влияние динамики нагружения на выбор параметров моторно-трансмиссионной установки промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 1. – С. 17–20.

Статьи в изданиях, не включенных в Перечень ВАК

12. Кондаков С.В. Кинематические и силовые параметры криволинейного движения БМП-3 // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 21–26.

13. Кондаков С.В. Имитационное моделирование криволинейного движения быстроходной гусеничной машины с системой динамической стабилизации пово-

рота / Многоцелевые гусеничные и колесные машины: Актуальные проблемы и пути их решения: материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения М.Ф. Балжи. – Челябинск. Изд. ЮУрГУ, 2008. – С. 95–100.

14. Новосельский А.Е., Бондарь В.Н., Кондаков С.В. Рациональное совмещение характеристик двигателя внутреннего сгорания и электрического привода постоянного тока промышленного трактора // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8 – № 11 (66). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 85–90.

15. Кондаков С.В., Бондарь В.Н. Определение физических величин, характеризующих устойчивость криволинейного движения быстроходной гусеничной машины в реальном масштабе времени // Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: краткие научные сообщения Всероссийской научно-технической конференции. – Курган: Изд. КГУ, 2003. – С. 151–153.

16. Бондарь, А.Е., Новосельский, Кондаков С.В. Обобщенная схема двухпоточного электромеханического редуктора // Наука и технологии. Труды XXV Российской школы и XXXV Уральского семинара, посвященные 60-летию Победы. – М., – 2005. – С. 394 – 399.

Основные учебно-методические работы

17. Болдырев Р.Н., Кондаков С.В. Спецглавы теории поворота быстроходных гусеничных машин: уч. пособие. – Челябинск: Изд. ЧГТУ, 1998 – 95 с.

18. Филичкин Н.В., Кондаков С.В. Трансмиссии военных гусеничных машин: уч. пособие. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2000. – 136 с.

19. Кондаков С.В. Болдырев Р.Н., Новосельский А.Е. Автоматические системы управления трансмиссиями транспортных и тяговых машин: уч. пособие. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2007. – 48 с.

Авторские свидетельства и патенты

20. Спецтема: а.с. 180645 СССР. – 1982 / Болдырев Р.Н., Злотник М.И., Кондаков С.В. и др.

21. Спецтема: а.с. 210945 СССР. – 1984 / Болдырев Р.Н., Злотник М.И., Кондаков С.В. и др.

22. Механизм поворота быстроходной гусеничной машины: а.с. 262569 СССР. – 1987. / Болдырев Р.Н., Филичкин Н.В., Кондаков С.В. и др.

23. Бесступенчатая коробка передач для моторно-трансмиссионной установки быстроходной гусеничной машины: а.с. СССР 291453. – 1989 / Болдырев Р.Н., Федоров С.В, Кондаков С.В. и др.

24. Способ и механизм бесступенчатого поворота гусеничной машины: а.с. СССР 330449. – 1991 / Болдырев Р.Н., Филичкин Н.В., Кондаков С.В.

25. Объёмногидродинамическая трансмиссия быстроходной гусеничной машины: а.с. СССР 328184. – 1991 / Филичкин Н.В., Болдырев Р.Н., Кондаков С.В. и др.

26. Способ и устройство для управления гидрообъемным механизмом поворота быстроходной гусеничной машины. – № 45450447/02668; заявл. 22.03.1991 (решение № 998 о выдаче а.с. от 10.04.1992) / Щербаков И.Б., Диковский Б.Л., Кондаков С.В. и др.

27. Новосельский А.Е., Бондарь В.Н., Кондаков С.В. Электромеханическая трансмиссия гусеничного трактора: патент № 64144 на изобретение. Бюллетень № 18 от 27.06.2007.

28. Будим В.А., Кондаков С.В., Ковалев А.Н. Патент № 62682 РФ, МПК F16H29/00, F16H3/44. Регулируемая передача. – Заявка № 2006133139/22; заявлено 14.09.2006, зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 27.04.2007.

Кондаков Сергей Владимирович

ПОВЫШЕНИЕ ПОДВИЖНОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ
ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПУТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ КРИВОЛИНЕЙНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

Подписано в печать 06.02.2009. Формат 60х84 1/16. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 2. Тираж 150 экз. Заказ 43/58.

Отпечатано в типографии Издательства ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.