

На правах рукописи

Чернышев Николай Васильевич

**КОМПЛЕКСНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ
БОЕВОЙ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ 8×8**

Специальность 05.05.03 – Колёсные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2009

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Котиев Г. О.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
Белоусов Б. Н.,
кандидат технических наук
Поскачей А. П.

Ведущая организация: ООО «ВИЦ»
(Военно-инженерный центр)

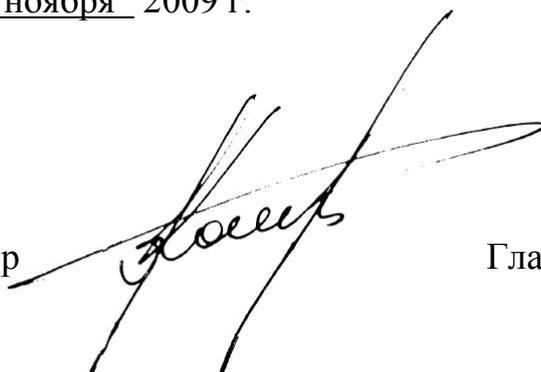
Защита диссертации состоится «21» декабря 2009 г. в 16⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана.

Автореферат разослан «18» ноября 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



Гладов Г. И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Разработка новых образцов боевой колёсной техники и совершенствование существующих направлены на улучшение эксплуатационных свойств. Одним из важнейших свойств боевой машины является подвижность. Подвижность – это любая способность к перемещению. Подвижность охватывает группу свойств, одним из которых является поворотливость. Известно что, поворотливость выражает способность машины к преодолению поворотов на местности и дорогах. Динамическая поворотливость характеризует способность машины к поворотам при движении с высокими скоростями. Колёсные машины могут выполнять поворот различными способами, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. Комбинирование способов поворота расширяет возможности конструктора при разработке систем управления поворотом.

В настоящее время все ведущие производители легковых автомобилей применяют системы динамической стабилизации, предназначенные для улучшения устойчивости, управляемости и динамической поворотливости. Всё более широкое применение получают системы динамической стабилизации, которые распределяют подводимый крутящий момент между колёсами разных бортов автомобиля. По сути, это является применением комбинированной системы управления поворотом, которая включает в себя управляемые колёса и бортовой поворот.

В 2008 году на вооружение в РФ был принят бронетранспортёр БТР-90 с колёсной формулой 8×8. Отличительной особенностью его конструкции является комбинированная система управления поворотом, которая состоит из управляемых колёс двух передних осей и гидрообъёмного механизма поворота (ГОМП). ГОМП позволяет бесступенчато изменять соотношение скоростей вращения колёс разных бортов. Большую часть времени БТР-90 выполняет повороты только с помощью управляемых колёс передних осей. ГОМП включается только при маневрировании на малых скоростях с целью уменьшения минимального радиуса поворота.

В этой связи разработка алгоритма, который обеспечит эффективное использование ГОМП в составе комбинированной системы управления поворотом во всём диапазоне скоростей движения, представляется актуальной задачей. Решение этой задачи позволит улучшить устойчивость, управляемость и динамическую поворотливость боевой колёсной машины (БКМ). Таким образом, будет обеспечена высокая подвижность БКМ и снижены требования к квалификации водителя.

Комбинированную систему управления поворотом с управляемыми колёсами передних осей и ГОМП, в качестве исполнительного механизма системы динамической стабилизации предлагается называть *комплексной системой управления поворотом*. Разработка алгоритма управления ГОМП, который обеспечит решение задач по улучшению устойчивости, управляемости

и динамической поворотливости, является трудоёмкой и сложной задачей. Поэтому в работе рассмотрены задачи, связанные с динамической поворотливостью БКМ.

Цели и задачи. Целью работы является улучшение динамической поворотливости БКМ 8×8 путём использования комплексной системы управления поворотом.

Для достижения цели в работе решены следующие основные задачи:

1) разработана математическая модель криволинейного движения БКМ 8×8 с бортовой схемой трансмиссии, с управляемыми колёсами двух передних осей и системой бортового поворота с ГОМП по ровной твёрдой горизонтальной поверхности, которая позволяет моделировать движение БКМ, в том числе, с полным скольжением колёс в боковом направлении;

2) проведён натурный эксперимент и выполнено сравнение его результатов с результатами имитационного моделирования с целью определения адекватности разработанной модели;

3) разработан алгоритм управления ГОМП в составе комплексной системы управления поворотом;

4) разработан метод оценки динамической поворотливости КМ с различными системами управления поворотом по технической средней скорости движения машины, ограниченной заносом или опрокидыванием;

5) выполнено сравнение динамической поворотливости БКМ 8×8 с разработанной комплексной системой управления поворотом и БКМ 8×8 с другими системами, которые выполняют поворот только с помощью управляемых колёс двух передних осей.

Методы исследований. Исследования проводились с помощью имитационного математического моделирования движения колёсной машины с использованием численных методов в пакете технических расчётов Matlab и графической среде имитационного моделирования Simulink. Экспериментальные исследования основывались на испытаниях Z-83, разработанного в КБ кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана по заказу компании ОАО «АВТОРОС».

Научная новизна заключается:

- в создании математической модели БКМ 8×8, пригодной для исследования систем управления поворотом путём изменения углов поворота управляемых колёс и изменения соотношения скоростей вращения колёс разных бортов;

- в разработке алгоритма управления ГОМП в составе комплексной системы управления поворотом, направленного на улучшения динамической поворотливости БКМ 8×8, который управляет ГОМП по задаваемой кривизне поворота и отношению угловых скоростей вала ДВС и выходного вала коробки передач;

- в разработке метода оценки динамической поворотливости КМ с различными системами управления поворотом по технической средней скорости, основанном на имитационном моделировании и положениях статистической динамики.

Практическая ценность работы. На основе результатов выполненных исследований для практического использования создан комплекс программ для ЭВМ, предназначенный для разработки алгоритмов работы комбинированных систем управления поворотом и систем динамической стабилизации колёсной машины, использующих изменение соотношения скоростей вращения колёс разных бортов. Комплекс позволяет имитировать криволинейное движение машины по ровной твёрдой горизонтальной поверхности во всём диапазоне скоростей, включая превышение критической скорости и занос машины, и, тем самым, сократить сроки проектирования и доводочных испытаний.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в ООО «ВИЦ» (Военно-инженерный центр), занимающийся разработкой и модернизацией бронетанковой и автомобильной техники, и используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре СМ-10 «Колёсные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

- на научно-технических семинарах кафедры СМ-10 «Колёсные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2004...2009 гг. (г. Москва);
- на научно-техническом семинаре кафедры «Тягачи и амфибийные машины» ГТУ МАДИ (г. Москва 2004 г.);
- на международном симпозиуме «Проектирование колёсных машин», посвящённом 175-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана (г. Москва 2005 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 3 научные работы.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 118 листах машинописного текста, содержит 54 рисунка, 11 таблиц. Библиография работы содержит 71 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования: разработка алгоритма работы комплексной системы управления поворотом с целью повышения динамической поворотливости боевой колёсной машины; приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулирована цель работы и отражены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе диссертации приведен анализ ряда основополагающих трудов по общим вопросам теории криволинейного движения и по влиянию на поворотливость боевых колёсных машин. Понятие «боевых» КМ, помимо вооружения и защиты, как правило, характеризует машины с отношением базы к ширине колеи, для БКМ 8×8 $L/B = 1,8...2,5$. Исследован опыт отечественных и зарубежных разработчиков по созданию БКМ с комбинированными системами управления поворотом; представлен анализ методов оценки динамической поворотливости и математических моделей движения автомобиля; рассмотрены основные преимущества и недостатки известных моделей взаимодействия колеса с опорным основанием, применяемых при моделировании плоского движения колёсной машины.

Особенно отмечены работы Е. А. Чудакова, Я. Е. Фаробина, Д. А. Антонова, А. С. Литвинова, П. В. Аксенова, А. Б. Дика, Г. А. Смирнова, Ю. Л. Рождественского, Петрушова В. А., Савочкина В. А., Дмитриева А. А. и труды научных школ МГТУ им. Н. Э. Баумана, МАДИ, МАМИ, 21 НИИИ МО РФ, ФГУП ГНЦ «НАМИ», Академии БТВ, 21 и 38 НИИИ МО РФ.

Проведенный анализ современного состояния вопроса, посвящённого использованию комбинированных систем управления поворотом, сочетающих управляемые колёса и бортовой поворот, подтвердил интерес к данному направлению со стороны разработчиков в силу широких возможностей по манёвренности, обусловленных данными конструктивными мероприятиями. Однако в работах отечественных авторов крайне мало внимания уделено вопросу применения комбинированных систем при движении на средних и высоких скоростях. Этот вопрос активно изучается зарубежными авторами в связи с разработкой и применением систем динамической стабилизации. Сделан вывод, что динамическая поворотливость БТР-90 может быть улучшена с помощью нового алгоритма управления ГОМП в составе комплексной системы управления поворотом.

В заключенную часть главы были вынесены основные задачи, решение которых необходимо для достижения цели работы – улучшения динамической поворотливости БКМ 8×8. Решению этих задач посвящены остальные главы диссертации.

Во второй главе представлена математическая модель криволинейного движения боевой колёсной машины 8×8 с бортовой схемой трансмиссии, с управляемыми колёсами двух передних осей и системой бортового поворота с ГОМП, которая позволяет моделировать движения БКМ по ровной твёрдой горизонтальной поверхности во всём диапазоне скоростей, включая превышение критической скорости и занос машины.

Основную часть времени боевая колёсная машина движется по дорогам с хорошим покрытием, поэтому при оценке динамической поворотливости рассматривается движение БКМ по ровному твёрдому горизонтальному основанию. В таком случае движение БКМ моделируется как плоское движе-

ние твёрдого тела. Для удобства составления уравнений вводится несколько систем координат: неподвижная система координат $O'x'y'$, подвижные системы координат Oxy , связанная с корпусом БКМ, и $O_i''x_i''y_i''$,

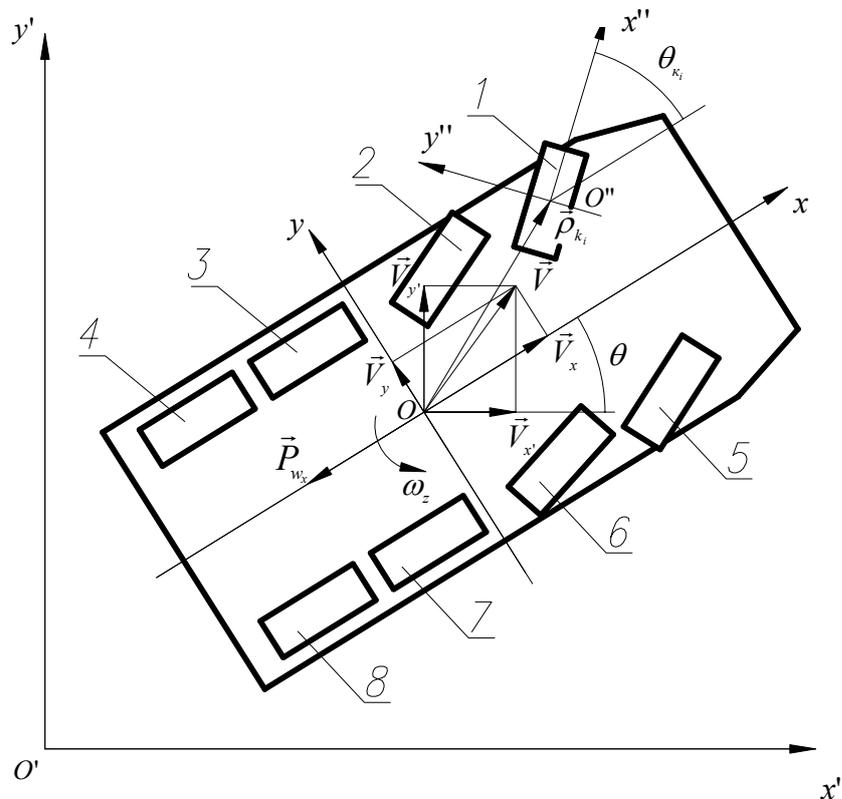


Рис.1. Расчётная схема движения БКМ

связанная с i -тым колесом (см. рис. 1). Движение БКМ 8×8 описывается системой дифференциальных уравнений (1):

$$\begin{cases} a_x = \frac{1}{m} \cdot \left(P_{wx} + \sum_{i=1}^8 R_{xi} \right) \\ a_y = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^8 R_{yi} \right) \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^8 M_{nki} + \sum_{i=1}^8 M(\vec{R}_i) \end{cases}, \quad (1)$$

где m – полная масса боевой колёсной машины; J_z – момент инерции машины относительно оси z ; a_x, a_y – проекции вектора ускорения центра масс машины (абсолютной производной от вектора скорости центра масс машины); ω_z – проекция угловой скорости поворота машины; \vec{R}_i – вектор силы взаимодействия i -того колеса с опорным основанием; \vec{P}_w – вектор силы сопротивления воздуха; M_{nki} – момент сопротивления повороту i -того колеса.

Сила взаимодействия колеса с опорным основанием согласно подходу, изложенному в работе Ю. Л. Рождественского и К. Ю. Машкова, направлена в обратную сторону от скорости проскальзывания $\vec{V}_{ск}$. Скорость проскальзывания определяется как векторная сумма переносной и относительной скорости точки колеса (см. рис. 2), находящейся в контакте с опорным основанием и являющейся проекцией центра колеса на опорное основание:

$$\vec{V}_{ск} = \vec{V}_{пер} + \vec{V}_{отн}, \quad (2)$$

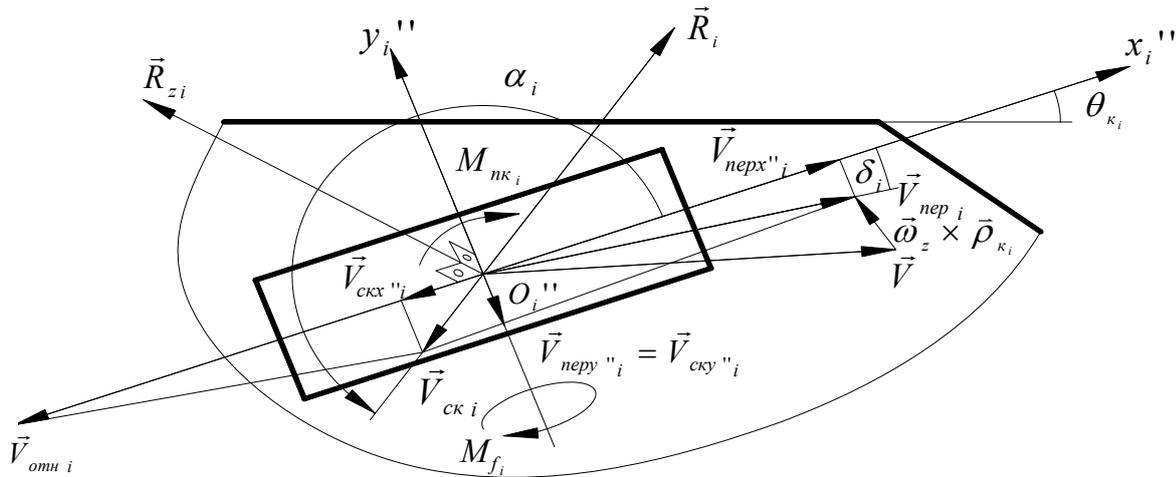


Рис. 2. Расчётная схема сил и моментов, действующих на колесо

Сила взаимодействия определяется нормальной реакцией и коэффициентом трения частичного скольжения μ_{si} :

$$R_i = \mu_{si} \cdot R_{zi}, \quad (3)$$

Коэффициент трения частичного скольжения зависит от многих параметров, но основной является зависимость от коэффициента скольжения:

$$S_{ki} = \frac{V_{ск i}}{\omega_{ki} \cdot r_{koi}}, \quad (4)$$

где r_{koi} – радиуса качения i -того колеса в ведомом режиме; ω_{ki} – угловая скорость i -того вращения колеса.

Зависимость $\mu_s(S_k)$ определяется экспериментально для колеса и опорного основания. Для удобства моделирования экспериментально полученные зависимости для взаимодействия колеса со связным грунтом можно описать выражением:

$$\mu_s = \mu_{s \max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}} \right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S_k}{S_1}} \right), \quad (5)$$

где μ_{smax} – коэффициент трения частичного скольжения при полном скольжении; S_k – коэффициент скольжения; S_0 и S_1 – константы, которые определяют форму кривой.

Нормальные реакции колёс перераспределяются вследствие действия силы сопротивления воздуха, моментов сопротивления качению колёс и ускорения центра масс:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^8 R_{zi} = m \cdot g \\ \sum_{i=1}^8 R_{zi} \cdot x_i + \sum_{i=1}^8 M_{fi} \cdot \cos \theta_{k_i} + P_{wx} \cdot H_w = -m \cdot a_x \cdot H_z, \\ \sum_{i=1}^8 R_{zi} \cdot y_i + \sum_{i=1}^8 M_{fi} \cdot \sin \theta_{k_i} = -m \cdot a_y \cdot H_z \end{cases}, \quad (6)$$

где x_i, y_i – координаты i -того колеса в подвижной системе координат Oxy ; H_z – высота центра масс БКМ; M_{fi} – момента сопротивления качению i -того колеса.

Предположив, что подвеска каждого колеса эквивалентна идеальной линейной пружине с жесткостью k , не сопротивляющейся поперечно, и пренебрегая динамикой колебаний корпуса, можно записать следующие соотношения совместности перемещения центров колёс:

$$\left\{ \frac{R_{zi}}{k} = z + x_i \cdot \operatorname{tg} \phi + y_i \cdot \operatorname{tg} \psi, \right. \quad (7)$$

где $i = 1, 2 \dots 8$ – номер колеса; ϕ – угол продольного наклона корпуса; ψ – угол поперечного наклона корпуса.

Совместное решение систем (6) и (7) позволяет определить значения нормальных реакций. Связь колеса с опорным основанием не является удерживающей. Если при решении уравнений некоторые нормальные реакции получают отрицательные значения, это соответствует отрыву колёс. В таком случае эти реакции принимаются равными нулю, и система решается заново.

Момент сопротивления качению определяется зависимостью:

$$M_{fi} = f_i \cdot R_{zi} \cdot r'_{\kappa_i}, \quad (8)$$

где f_i – коэффициент сопротивления качению i -того колеса, принимается постоянным и равным для всех колёс БКМ; r'_{κ_i} – радиус качения без скольжения i -того колеса.

Объектом исследования БТР-90 имеет бортовую схему трансмиссии с возможностью отключения привода передних колёс (см. рис. 3). В работе рассматривается установившееся движение БКМ, поэтому принимаются следующие допущения:

- 1) гидротрансформатор постоянно заблокирован;
- 2) движение происходит без переключения передач.

В качестве энергетической установки используется дизельный двигатель. Мощность от двигателя передаётся к колёсам двумя потоками:

- 1) основной поток мощности проходит через коробку передач;
- 2) поток мощности, который используется для изменения соотношения скоростей колёс разных бортов проходит через гидрообъёмную передачу (ГОП).

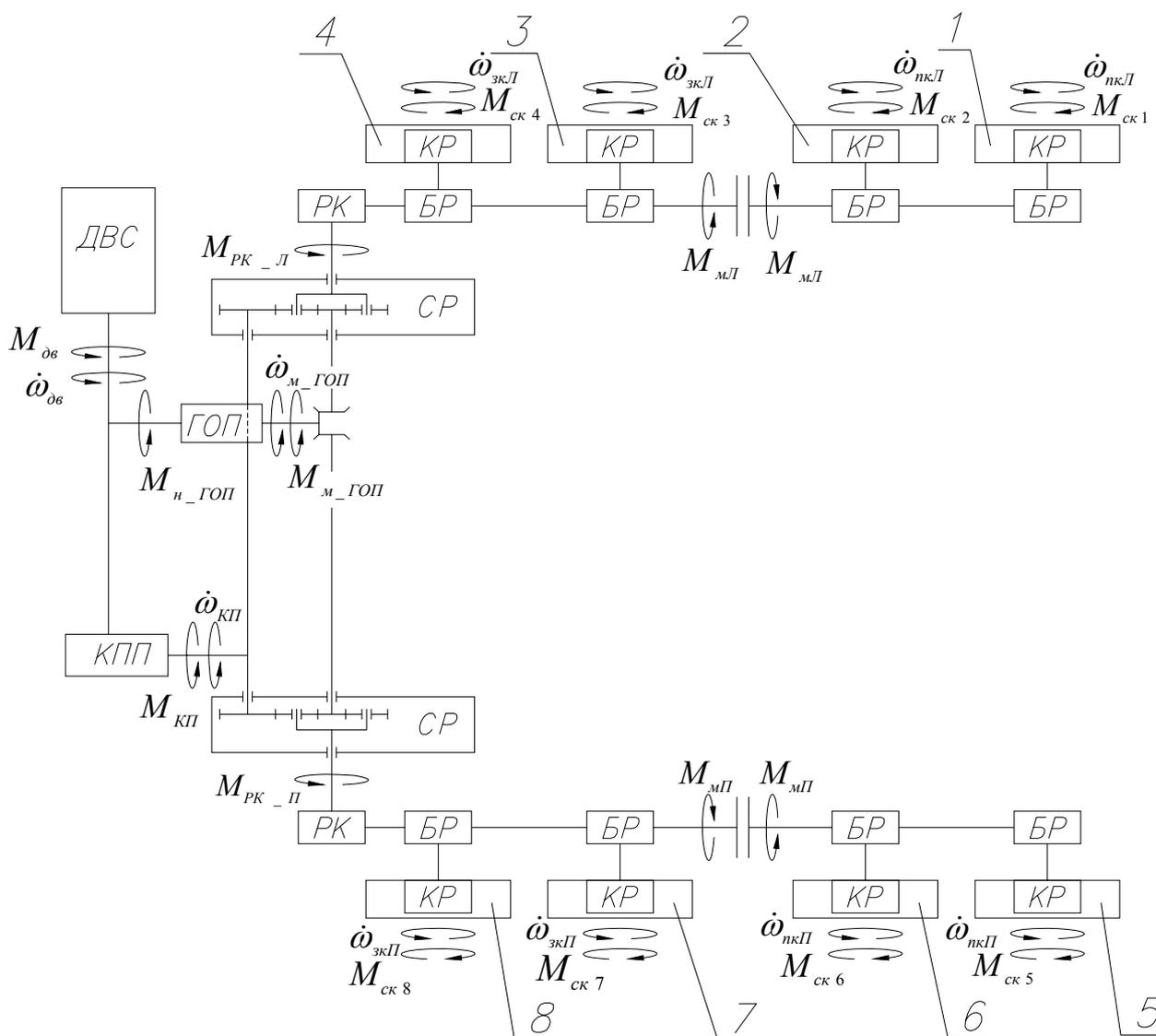


Рис. 3. Схема трансмиссии БКМ

Суммирование потоков и дифференциальная связь бортов при отключенной ГОП осуществляется с помощью планетарных суммирующих рядов. Передача мощности к передним колёсам каждого борта управляется муфтами отключения привода передних колёс. Трансмиссия описывается системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
J_{\partial\delta} \cdot \dot{\omega}_{\partial\delta} = M_{\partial\delta} - M_{н_гоп} - \frac{1}{u_{кп} \cdot \eta_{кп}} (M_{ркп} + M_{ркл}) \cdot \frac{k_{cp}}{1+k_{cp}} \cdot \frac{1}{\eta_{cp1}} \\
J_{нк} \cdot \dot{\omega}_{нкп} = M_{мп} \cdot u_{бр} \cdot \eta_{бр} \cdot u_{кр} \cdot \eta_{кр} - \sum_{i=5}^6 M_{ски} \\
J_{нк} \cdot \dot{\omega}_{нкл} = M_{мл} \cdot u_{бр} \cdot \eta_{бр} \cdot u_{кр} \cdot \eta_{кр} - \sum_{i=1}^2 M_{ски} \\
J_{зк} \cdot \dot{\omega}_{зкп} = (M_{ркп} \cdot u_{рк} \cdot \eta_{рк} - M_{мп}) \cdot u_{бр} \cdot \eta_{бр} \cdot u_{кр} \cdot \eta_{кр} - \sum_{i=7}^8 M_{ски} \\
J_{зк} \cdot \dot{\omega}_{зкл} = (M_{ркл} \cdot u_{рк} \cdot \eta_{рк} - M_{мл}) \cdot u_{бр} \cdot \eta_{бр} \cdot u_{кр} \cdot \eta_{кр} - \sum_{i=3}^4 M_{ски} \\
\dot{\omega}_{\partial\delta} = \frac{1+k_{cp}}{2 \cdot k_{cp}} \cdot (\dot{\omega}_{зкп} + \dot{\omega}_{зкл}) \cdot u_{кп} \cdot u_{рк} \cdot u_{бр} \cdot u_{кр} \cdot \\
\dot{\omega}_{м_гоп} = \frac{1+k_{cp}}{2} \cdot (\dot{\omega}_{зкп} - \dot{\omega}_{зкл}) \cdot u_{рк} \cdot u_{бр} \cdot u_{кр} \\
J_{м_гоп} \cdot \dot{\omega}_{м_гоп} = M_{м_гоп} - (M_{ркп} - M_{ркл}) \cdot \frac{1}{1+k_{cp}} \cdot \frac{1}{\eta_{cp2}}
\end{array} \right. \cdot (9)$$

где $J_{\partial\delta}$ – приведённый к валу двигателя момент инерции деталей, связанных с ним механически с постоянным передаточным отношением; $\dot{\omega}_{\partial\delta}$ – угловое ускорение вала двигателя; $M_{\partial\delta}$ – момент двигателя; $M_{н_гоп}$ – момент на валу насоса гидрообъёмной передачи; $J_{м_гоп}$ – приведённый к валу мотора гидрообъёмной передачи момент инерции деталей, связанных с ним механически с постоянным передаточным отношением; $M_{м_гоп}$ – момент на валу мотора гидрообъёмной передачи; $\dot{\omega}_{м_гоп}$ – угловое ускорение вала мотора гидрообъёмной передачи; $u_{кп}$ – передаточное число коробки передач; $M_{ркп}$, $M_{ркл}$ – момент на выходном валу раздаточной коробки правого левого борта; $J_{к_п}$, $J_{к_з}$ – приведённый к колесу момент инерции двух передних и задних колёс, соединённых между собой неразрывно, и деталей, связанных с ними механически с постоянным передаточным отношением; $M_{мп}$, $M_{мл}$ – момент на входном и выходном валу муфты отключения передних колёс правого и левого борта; $\dot{\omega}_{зкп}$, $\dot{\omega}_{зкл}$ – угловое ускорение задних колёс правого и левого борта; $\dot{\omega}_{нкп}$, $\dot{\omega}_{нкл}$ – угловое ускорение передних колёс правого и левого борта; k_{cp} – конструктивный параметр планетарного суммирующего ряда; $u_{рк}$,

$u_{\text{бр}}, u_{\text{кр}}$ – передаточные числа раздаточной коробки, бортового редуктора, колёсного редуктора; $\eta_{\text{КП}}, \eta_{\text{ПК}}, \eta_{\text{бр}}, \eta_{\text{кр}}$ – коэффициент полезного действия включенной передачи коробки передач, раздаточной коробки, бортового редуктора; $\eta_{\text{сп1}}, \eta_{\text{сп2}}$ – коэффициент полезного действия при передаче мощности через коронное и солнечное колесо суммирующего ряда, соответственно; $M_{\text{ски}}$ – момент сопротивления вращению i -того колеса.

Момент сопротивления вращению колеса определяется моментом, который создаёт тангенциальная составляющая силы взаимодействия колеса с опорным основанием, и моментом сопротивления качению колеса:

$$M_{\text{ски}} = R_{x^i} \cdot r_{\partial i} + M_{f_i}, \quad (10)$$

где $r_{\partial i}$ – динамический радиус i -того колеса.

В работе динамический радиус принимается равным статическому $r_{\text{см}}$:

$$r_{\partial i} = r_{\text{см}i} = r_c - \frac{R_{zi}}{c_{\text{ун}}}, \quad (11)$$

где r_c – свободный радиус колеса, равный для всех колёс; $c_{\text{ун}}$ – нормальная жесткость шины, равная для всех колёс БКМ.

Момент на валу насоса и мотора гидрообъёмной передачи рассчитывается по формулам:

$$M_{\text{н_ГОП}} = \frac{p \cdot q_1 \cdot e}{2\pi \cdot \eta_{\text{м1}}}; \quad (12)$$

$$M_{\text{м_ГОП}} = \frac{p \cdot q_2 \cdot \eta_{\text{м2}}}{2\pi},$$

где p – перепад рабочего давления; q_1, q_2 – максимальный рабочий насоса и мотора, соответственно; e – относительный рабочий объём регулируемого насоса, который изменяется в диапазоне $[-1; 1]$; $\eta_{\text{м1}}, \eta_{\text{м2}}$ – механический КПД насоса и мотора.

Полагается, что гидрообъёмная передача выполнена в едином корпусе, потери в трубопроводах отсутствуют, в таком случае потери расхода, вызванные сжатием рабочей жидкости $Q_{\text{сж}}$:

$$Q_{\text{сж}} = \omega_{\text{дв}} \cdot q_1 \cdot e \cdot \eta_{\text{V1}} - \omega_{\text{м_ГОП}} \cdot q_2 \cdot \eta_{\text{V2}}, \quad (13)$$

где $\eta_{\text{V1}}, \eta_{\text{V2}}$ – объёмный КПД насоса и мотора, который характеризует потери расхода, вызванные утечками;

Потери расхода, вызванные сжатием, также можно описать следующим выражением:

$$Q_{сж} = \left(\omega_{об} \cdot q_1 \cdot \frac{1+|e|}{2} + \omega_{м_гоп} \cdot q_2 \right) \cdot \frac{p}{E_{сж}}, \quad (14)$$

где $E_{сж}$ – модуль упругости рабочей жидкости.

Приравняв (13) и (14), можно определить перепад рабочего давления p .

Численное моделирование движения БКМ проводилось в пакете технических расчётов Matlab и графической среде имитационного моделирования Simulink.

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований. Дается подробное описание объекта исследований, аппаратурно-измерительного комплекса, условий и методики проведения экспериментов. На основании сравнения результатов натурного и численного эксперимента произведена оценка точности и адекватности математической модели.

Объектом испытаний было вездеходное транспортное средство (ВТС) Z-83 8×8 (см. рис. 4), разработанное в конструкторском бюро кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2008 году по заказу компании ОАО «АВТОРОС». Общие виды объекта представлены на рис. 4.



Рис. 4. Вездеходное транспортное средство Z-83

Конструкция опытного образца с учётом доработок позволила провести испытания трёх систем управления поворотом:

- 1) с управляемыми колёсами двух передних осей;
- 2) с изменяемым соотношением скоростей вращения колёс разных бортов торможением колёс одного из бортов и неповоротными колёсами;
- 3) комбинированной системы управления поворотом с управляемыми колёсами двух передних осей и возможностью торможения колёс одного из бортов.

В ходе испытаний определялись параметры криволинейного движения ВТС с минимальным радиусом поворота с различными системами рулевого управления на двух типах опорного основания с высокими и низкими сцепными свойствами. Относительная погрешность моделирования установившегося криволинейного движения ВТС не превысила 15%. Это позволяет считать разработанную математическую модель адекватной для решения задач

исследования поворотливости колёсных машин как с бортовым поворотом, так и с управляемыми колёсами, а также комбинированными системами управления поворотом. Модель позволяет исследовать движение БКМ со скоростями равными и превышающими критическую скорость, так как позволяет адекватно моделировать движение БКМ с полным скольжением колёс, в том числе и занос БКМ.

В четвертой главе разработан алгоритм управления ГОМП в составе КСУП. Проведены исследования управляемости БКМ 8×8 с КСУП при стационарном движении БКМ.

На основании анализа поворота БКМ 8×8 с описанной схемой бортовой трансмиссии разработан закон управления ГОМП:

$$e = \frac{k_{cp} \cdot B \cdot \omega_{КП}}{2 \cdot \omega_{дв}} \cdot k_{зад}, \quad (15)$$

где e – относительный рабочий объём регулируемого насоса; $k_{зад}$ – задаваемая кривизна поворота; $\omega_{дв}$ – угловая скорость вала ДВС; $\omega_{КП}$ – угловая скорость выходного вала коробки передач. Для определения задаваемой кривизны необходим датчик положения рулевого колеса. Для определения отношения угловых скоростей валов достаточно показаний тахометра и спидометра.

В разработанном алгоритме управления ГОМП в составе комплексной системы управления поворотом параметр e зависит от задаваемой кривизны поворота и отношения угловых скоростей вала ДВС и выходного вала коробки передач. Для реализации алгоритма на БТР-90 потребуется установка датчика положения рулевого колеса.

Исследование движения БКМ 8×8 с помощью имитационного моделирования показало, что применение КСУП позволяет значительно уменьшить отклонение фактического радиуса поворота от заданного в зависимости от скорости выполнения манёвра на опорных основаниях с различными сцепными свойствами и разными задаваемыми радиусами поворота. Это позволяет утверждать, что управляемость БКМ увеличивается, поскольку обеспечивается однозначная связь между углом поворота рулевого колёса и радиуса поворота БКМ на всём диапазоне скоростей движения.

В пятой главе проведено численное сравнение динамической поворотливости БКМ 8×8 с различными системами управления поворотом. Для этого разработан метод оценки динамической поворотливости по технической средней скорости, ограниченной заносом или опрокидыванием. На базе разработанной математической модели выполнено сравнение расчётных затрат мощности на криволинейное движение БКМ 8×8 с управляемыми колёсами двух передних осей и БКМ 8×8 с КСУП.

Для оценки динамической поворотливости, используется понятие технической средней скорости, введённое в работе В. А. Савочкина и А. А. Дмитриева. Техническая средняя скорость является математическим ожиданием технической скорости, которое можно определить по времени и или по пути. Техническая скорость – это реальная скорость машины в заданных условиях при идеальном безошибочном управлении. Предлагаемый алгоритм определения технической средней скорости движения, ограниченной заносом, опирается на известные методы определения вероятностных характеристик движения и состоит из следующих этапов:

1) определение распределения вероятностей значения абсолютной дорожной кривизны по пути, $\Phi_s(k_o)$ (на этапе проектирования считается заданным);

2) определение функции максимальной кривизны траектории, ограниченной заносом, от скорости установившегося движения КМ, $k = k(V)$ (определяется в ходе имитационного математического моделирования);

3) определение функции быстроходности КМ по заносу, зависящей от пути, $F_s(V)$ (определяется по формуле $F_s(V) = \int_0^{k(V)} \varphi_s(k(V)) dk(V)$);

4) определение технической средней скорости V_{cp} , ограниченной заносом (рассчитывается по формуле $V_{cp} = \frac{1}{\int_{V_{min}}^{V_{max}} \frac{1}{V} \cdot \varphi_s(V) dV}$).

На основе предложенного метода выполнено сравнение динамической поворотливости БКМ с тремя системами управления поворотом:

1. СУП 1 – система управления поворотом только с помощью управляемых колёс двух передних осей. Соотношение углов поворота колёс обеспечивает положение теоретического центра поворота на оси задней тележки, которая проходит посередине между осями задних колёс, обеспечивая минимальное боковое скольжение неуправляемых колёс.

2. СУП 2 – система управления поворотом, в которой обеспечивается равенство углов увода управляемых колёс для обеспечения равномерности распределения боковых нагрузок между управляемыми колёсами. В разработанной модели соотношение углов поворота управляемых колёс управляется по обратной связи по их углам увода.

3. КСУП – комплексная система управления поворотом с разработанным алгоритмом управления ГОМП, который описывается зависимостью (15).

Была проведена сравнительная оценка динамической поворотливости БКМ с различными СУП на основании с высокими ($\mu_{smax} = 0,6$; $S_0 = 0,05$; $S_l = 0,1$; $f = 0,02$) и низкими ($\mu_{smax} = 0,3$; $S_0 = 0,05$; $S_l = 0,1$; $f = 0,02$) сцепными свойствами. На рис. 5 приведены функции максимальной кривизны траектории, ограниченной заносом при движении БКМ по опорному основанию с высокими сцепными свойствами.

Анализ результатов вычислений показал, что техническая средняя скорость КМ 8×8 с управляемыми колёсами двух передних осей может быть увеличена с помощью КСУП. Увеличение технической скорости достигается за счёт равномерного распределения продольной и боковой нагрузки между колёсами БКМ.

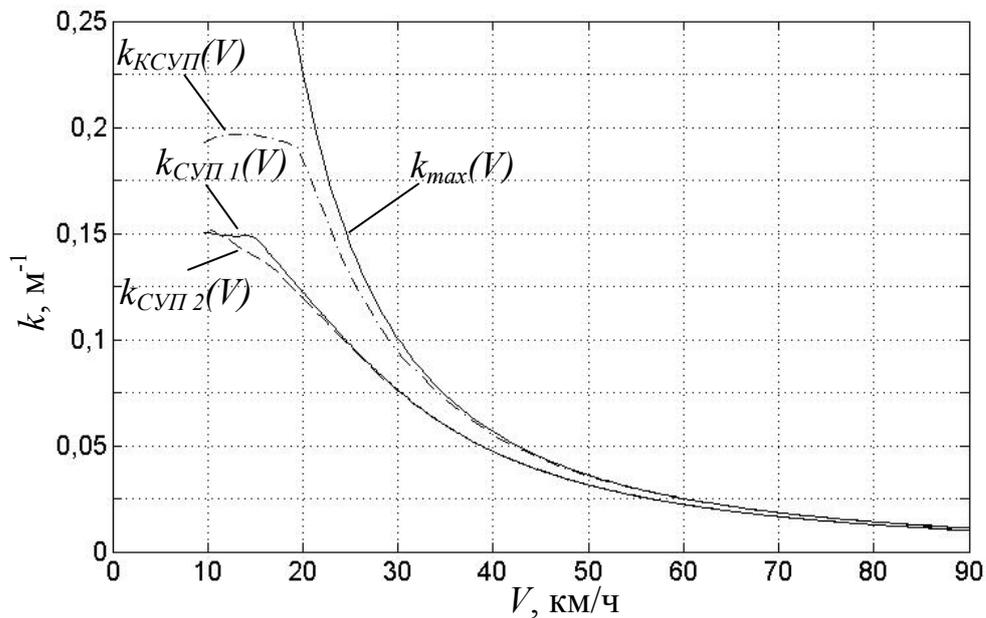


Рис. 5. Функция максимальной кривизны траектории

Затраты мощности сравнивались с помощью имитационного математического моделирования на разработанной модели. Результаты моделирования выполнения одинаковых манёвров БКМ с помощью СУП 1 и КСУП на опорном основании с высокими сцепными свойствами приведены на рис. 6.

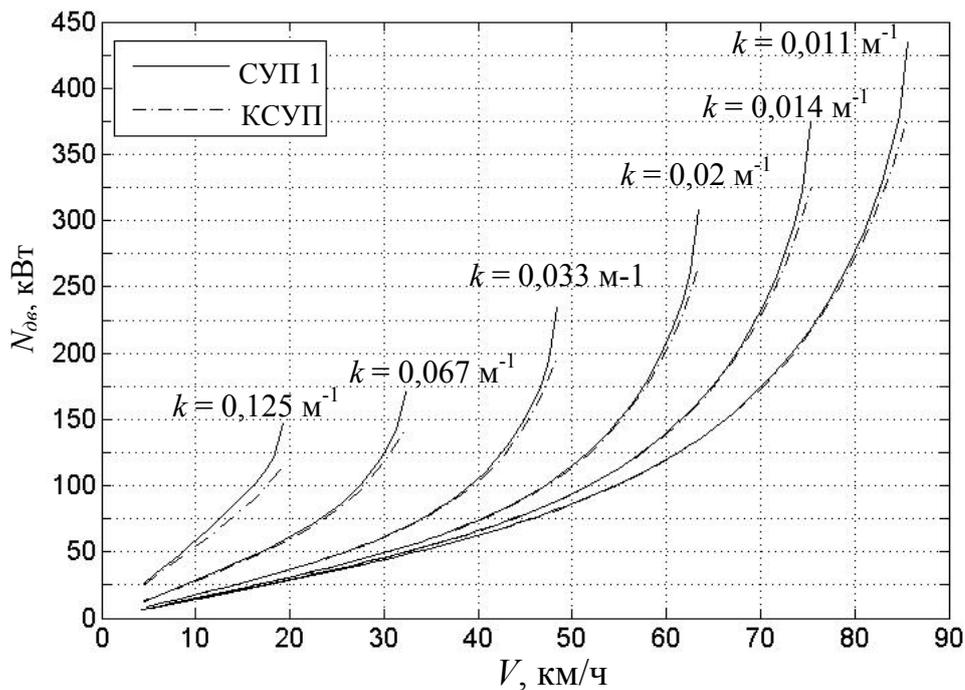


Рис. 6. Сравнение затрат мощности

На основании проведённых исследований сделан вывод, что, если не принимать во внимание возможное различие радиусов колёс, вызванное разным давлением в шинах, применение КСУП на БКМ не вызывает дополнительных затрат мощности при криволинейном движении по сравнению с традиционной системой управления поворотом с управляемыми колёсами двух передних осей (СУП 1).

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Основные результаты:

1. Разработана математическая модель криволинейного движения БКМ 8×8 с бортовой схемой трансмиссии, с управляемыми колёсами двух передних осей и системой бортового поворота с ГОМП по ровному твёрдому горизонтальному основанию; особенностью модели является возможность моделирования движения БКМ, в том числе, с полным скольжением колёс в боковом направлении.

2. Сравнением результатов имитационного моделирования и натуральных экспериментов доказана адекватность разработанной математической модели движения по ровному твёрдому горизонтальному основанию с точностью, приемлемой для прогнозирования характеристик криволинейного движения, и её пригодность для практического использования при исследовании динамической поворотливости БКМ с различными системами управления поворотом на совокупности дорожных условий. Относительная погрешность по основным показателям криволинейного движения не превышает 15%.

3. Разработан алгоритм управления ГОМП в составе комплексной системы управления поворотом, входными параметрами которого является кривизна, задаваемая водителем, и отношение угловых скоростей вала ДВС и выходного вала коробки передач.

4. Разработан метод оценки динамической поворотливости КМ с различными системами управления поворотом по технической средней скорости движения машины, ограниченной заносом или опрокидыванием, основанный на имитационном моделировании и положениях статистической динамики.

Выводы по работе:

1. На основании проведённой оценки динамической поворотливости БКМ 8×8 с управляемыми колёсами двух передних осей с различными системами управления поворотом обоснована целесообразность применения комплексной системы управления поворотом, которая использует ГОМП совместно с управляемыми колёсами, для улучшения динамической поворотливости БКМ. При движении по ровной твёрдой горизонтальной трассе с высокими сцепными свойствами ($\mu_{smax} = 0,6$) со среднеквадратичным отклонением дорожной кривизны $\tilde{\sigma}_k = 0,04 \text{ м}^{-1}$ рассчитанная техническая средняя

скорость БКМ 8×8 с управляемыми колёсами составила 56,87 км/ч, БКМ с КСУП – 63,46 км/ч. Таким образом, применение КСУП увеличило техническую среднюю скорость на 11,5%. Исследования характеристик криволинейного движения БКМ на опорных основаниях с различными сцепными свойствами показали, что эффективность применения комплексной системы по сравнению с системой с управляемыми колёсами двух передних осей уменьшается при уменьшении сцепных свойств основания. При движении по опорному основанию с низкими сцепными свойствами ($\mu_{smax} = 0,3$) применение КСУП увеличило скорость на 5%.

2. Сравнением расчётных затрат мощности, определённых на основе разработанной модели, при криволинейном движении БКМ 8×8 с различными системами управления поворотом по ровному твёрдому горизонтальному основанию установлено, что применение КСУП не вызывает дополнительных затрат мощности по сравнению с системой управления поворота с управляемыми колёсами двух передних осей во всём диапазоне скоростей. В диапазоне скоростей выполнения манёвра, близких к максимальной скорости, ограниченной заносом или опрокидыванием, применение КСУП позволяет уменьшить затраты мощности по сравнению с системой управления поворотом только за счёт управляемых колёс двух передних осей. Выигрыш при применении КСУП составил не менее 12% в расчётах, выполненных при движении по опорному основанию с высокими сцепными свойствами, и не менее 8% – с низкими сцепными свойствами. Эффективность КСУП объясняется уменьшением проскальзывания колёс БКМ, за счёт равномерности распределения продольных и боковых сил между колёсами.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Чернышев Н. В. Прогнозирование характеристик криволинейного движения быстроходных колёсных машин с бортовым способом поворота // Проектирование колёсных машин: Сб. докл. Междунар. симп., посвящ. 175-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 2005. – С. 202 – 207.
2. Котиев Г. О., Горелов В. А., Чернышев Н. В. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колёсной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом // Журнал Ассоциации Автомобильных инженеров. – 2009. – № 2 (55). – С. 34 – 39.
3. Котиев Г. О., Горелов В. А., Чернышев Н. В. Оценка динамической поворотливости колёсной машины 8×8 с комплексной системой управления поворотом // Журнал Ассоциации Автомобильных инженеров. – 2009. – № 4 (57). – С. 36 – 39.