

Чижов Дмитрий Александрович

**РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ
МАШИНЫ**

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ
Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва 2012

2
Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель:

Доктор технических наук, профессор,
Заслуженный деятель науки РФ

Наумов Валерий Николаевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

Беляков Владимир Викторович;

кандидат технических наук, доцент

Купреянов Андрей Анатольевич.

Ведущая организация

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

Защита состоится «17» декабря 2012 г. в 14³⁰ на заседании диссертационного совета Д212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу 105005 г. Москва ул. 2-я Бауманская дом 5.

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

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

Автореферат разослан « » ноября 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



Сарач Е.Б.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



2011402

Чижов Д.А. Разработка компл

403

26

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

Важнейшей задачей при разработке колесных машин (КМ) высокой проходимости является снижение энергетических затрат, потребных для движения по неподготовленной опорной поверхности. При проектировании и модернизации КМ решение этой задачи сопряжено в том числе с созданием бортовой системы управления, предназначенной для реализации направленной раздачи мощности по колесам, прогнозирования параметров проходимости и минимизации затрат мощности на движение.

Непростой задачей, которую разработчикам приходится решать при выборе схем распределения мощности и типа трансмиссии, особенно для многоосных машин, является определение параметров взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

Теория взаимодействия эластичного колеса с деформируемым опорным основанием в настоящее время достаточно развита и позволяет описывать такие явления как колееобразование, бульдозерный и экскавационный эффекты, а также уплотнение грунта. При таком подходе целью исследований является выбор оптимальных параметров конструкции колеса, как правило, по критериям максимального тягового усилия или минимизации энергетических затрат на движение. Однако, когда движитель уже создан, и необходимо исследовать его возможности в составе колёсной машины с целью решения задачи о рациональном распределении мощности по колёсам, представляется целесообразным использовать удельные тягово-сцепные и тягово-энергетические характеристики для различных условий взаимодействия колеса с опорным основанием, получаемые при экспериментальных исследованиях.

Поэтому разработка методов распределения мощности по колёсам автомобиля, направленных на улучшение опорной проходимости, представляется важной исследовательской задачей, решение которой на основе имитационного математического моделирования с использованием удельных экспериментальных характеристик позволит модернизировать существующие и создавать новые КМ с большими возможностями по обеспечению опорной проходимости и с более высокой степенью энергоэффективности.

Целью работы является снижение энергозатрат на движение колесной машины высокой проходимости посредством рационального распределения мощности по колёсам с использованием расчетно-экспериментального комплекса.

Для достижения цели в работе были поставлены и решены следующие задачи:

- 1) разработана математическая модель прямолинейного движения полноприводного автомобиля по деформируемому грунту, в которой учтены возможности реализации различных методов распределения

- мощности по колесам, особенности системы поддрессирования, а также многократность движения колес по одной колее (многопроходность);
- 2) разработана оригинальная методика определения тягово-сцепных и тягово-энергетических свойств колесного движителя;
 - 3) проведены экспериментальные исследования по определению характеристик взаимодействия колеса с деформируемым грунтом при нескольких проходах по колее и различных нормальных нагрузках;
 - 4) проведена оценка работоспособности математической модели прямолинейного движения полноприводной КМ высокой проходимости по деформируемому грунту для подтверждения возможности её использования при прогнозировании показателей опорной проходимости, используя любой метод распределения мощности по колесам. Проведены теоретические исследования прямолинейного движения КМ по деформируемому опорному основанию при блокированной и дифференциальной связях между колёсами, а также при индивидуальном приводе;
 - 5) разработан комплексный метод управления индивидуальным приводом колёс, направленный на улучшение показателей опорной проходимости;
 - 6) проведено сравнение результатов расчетно-экспериментальных исследований при различных методах распределения мощности, подтвердившее целесообразность применения разработанного комплексного метода.

Научная новизна работы состоит:

- 1) в разработке математической модели прямолинейного движения полноприводной КМ высокой проходимости по деформируемому опорному основанию, особенностями которой являются:
 - учет системы поддрессирования, эластичности шин и продольной податливости направляющих элементов подвески;
 - использование тягово-сцепных и тягово-энергетических характеристик качения колеса по деформируемому основанию, получаемых экспериментально;
 - учет влияния многократности проходов по колее и влияния нормальной нагрузки, приходящейся на колесо, на тягово-сцепные и тягово-энергетические характеристики;
 - возможность реализации различных методов распределения мощности по колёсам и различных типов трансмиссий;
- 2) в разработке комплексного метода распределения мощности между колесами, позволяющего снизить энергетические затраты на движение колесной машины, суть которого заключается в управлении положением педали подачи топлива h по условиям не превышения заданного уровня буксования и удельной силы тяги, а также с возможностью деления подводимого к колесам момента пропорционально нормальной нагрузки на колесо.

Практическая ценность работы.

В результате выполненных исследований для практического использования при оценке эффективности КМ высокой проходимости создан расчетно-экспериментальный комплекс, который позволяет сократить сроки проектирования и доводочных испытаний посредством имитационного математического моделирования динамики КМ при различных законах распределения мощности по колёсам в различных дорожных условиях, задаваемых при помощи экспериментальных тягово-энергетических $f_w = f(\varphi)$ и тягово-сцепных $\varphi = \varphi(S)$ характеристиках, получаемых при различных нормальных нагрузках на колесо и при нескольких проходах по колее.

Расчетный комплекс позволяет обрабатывать существующие и создавать новые методы распределения мощности между колесами.

Следует отметить, что разработанный расчетно-экспериментальный комплекс обладает большой «гибкостью», то есть с его помощью можно варьировать целым рядом параметров машины, например, жесткостью и демпфированием шин и подвесок, количеством и расположением осей автомобиля, инерционностью, типом трансмиссии и т. д.

Общая методика исследований. Исследования проводились с использованием численных методов моделирования движения автомобиля при различных схемах трансмиссии и современных методах оценки автомобильной техники по возможностям проходимости. В работе использованы результаты экспериментов, проводимых на кафедре СМ-9 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Реализация работы. Результаты работы внедрены: в ОАО «КАМАЗ»; учебный процесс кафедры СМ-9 МГТУ им. Н.Э. Баумана; НИР БТ-12/12 «Исследование процесса взаимодействия движителя транспортного средства с грунтом» и НИР «Ахтубинец», проводимые в МГТУ им. Н.Э., Баумана; ООО «Миконт»; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», а также в ряд отраслевых предприятий.

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

- на научно-технических семинарах кафедр СМ-9 «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» и СМ-10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2006-2012 гг. (г. Москва);
- на НТС Научно-исследовательского московского комплекса ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского в 2009 – 2011 г.г. (г. Москва);
- на Всероссийской молодежной научно-технической конференции «АВТО-НН-2009», Н.Новгород 19-20 ноября 2009 г.;
- на VIII Международной молодежной НТК Н.Новгород 15 мая 2009.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 15 научных работ, из них в изданиях, рекомендованных ВАК РФ – 5.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 146 листах машинописного текста, содержит 98 рисунков, 4 таблицы. Библиография работы содержит 112 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования – разработки методов распределения мощности по колёсам, направленных на повышение энергоэффективности КМ при движении по несвязным грунтам при различных схемах трансмиссии, – приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулирована цель работы и отражены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе диссертации рассмотрены основные понятия, связанные с проходимостью КМ, приведен анализ экспериментальных методов, а также нормативных и обобщённых показателей, использующихся при оценке опорной проходимости. Проанализирован опыт отечественных и зарубежных учёных по разработке математических моделей взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью при движении по деформируемому грунту, представлен анализ подходов к созданию математических моделей движения автомобиля.

Особо отмечены работы Ю.Л. Рождественского, Я.С. Агейкина, С.Б. Шухмана, Л.В. Барахтанова, Г.А. Смирнова, В.Ф. Бабкова, М.Г. Беккера, А.А. Купреянова, К.Ю. Машкова, В.Н. Наумова, М.П. Чистова, В.В. Белякова, Ю.В. Пирковского, Н.А. Забавникова, Д.Р. Эллиса, Дж. Вонга, А. Риса, В.А. Петрушова, А.А. Хачатурова, В.Г. Зимелева и труды научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им Р.Е. Алексеева, МАДИ (ГТУ), МАМИ (ГТУ), 21 НИИИ МО РФ, ФГУП ГНЦ «НАМИ», Академии БТВ, НИЦИАМТ.

Проведенный анализ современного состояния вопроса, посвящённого исследованию и оценке энергоэффективности движения КМ по слабым грунтам, а также разработке методов и выбору критериев рационального распределения мощности по колёсам, подтвердил интерес к данному направлению со стороны как отечественных, так и зарубежных исследователей в силу важности повышения опорной проходимости и необходимости прогнозирования возможностей КМ по данному показателю на определённом участке местности на стадии проектирования. Однако были также выявлены и недостатки, которые являются сдерживающим факторами развития этого направления. В частности, одним из них является сложность использования существующих моделей качения колеса по деформируемому основанию ввиду необходимости определения ряда физико-механических свойств опорного основания. Задачи, связанные с рациональным распределением мощности по колёсам, на сегодняшний день не решены и имеют множество перспектив как в теоретической (разработка методов, законов и алгоритмов), так и в практической частях (конструктивные решения при непосредственной

реализации на объектах). В заключение главы выделены основные задачи, решение которых необходимо для достижения цели работы.

Во второй главе представлен экспериментальный метод определения тягово-сцепных свойств колесного движителя. Дается подробное описание аппаратно-измерительного комплекса, условий и методики проведения эксперимента. Произведена оценка точности измерений. Доказана универсальность предлагаемого расчетно-экспериментального метода определения тягово-сцепных свойств колесного движителя для различных систем местность-колесо.

Характеристиками процесса прямолинейного качения колеса в различных условиях движения являются удельные потери энергии f_w (потери энергии при качении на единицу пройденного колесом пути при единичной вертикальной нагрузке), удельная свободная тяга φ (продольная сила, приложенная к оси колеса, при единичной вертикальной нагрузке на его ось) и коэффициент буксования $S = 1 - V_{xx} / \omega_r r_{ko}$, где ω_r – угловая скорость вращения колеса; r_{ko} – радиус колеса в свободном режиме качения; V_{xx} – скорость центра масс колеса в продольном направлении.

Результаты эксперимента удобно для последующих расчетов представлять в виде зависимостей $f_w = f(\varphi)$ и $\varphi = f(S)$.

Примеры экспериментальных характеристик для образца И-168-У ШНСА 155х87R13 с улучшенным протектором на деформируемом грунте представлены на рисунках 1 и 2. Общие виды экспериментальной установки «грунтовой канал» представлены на рисунках 3 и 4.

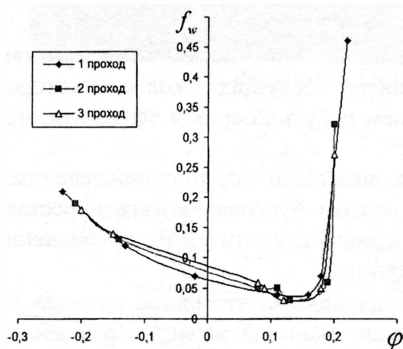


Рисунок 1. Зависимости $f_w(\varphi)$

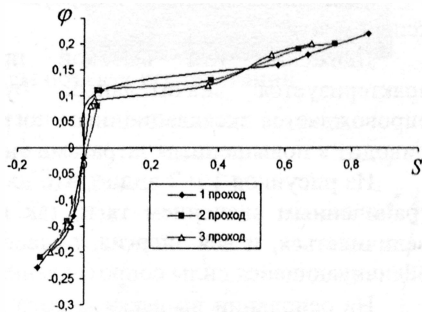


Рисунок 2. Зависимости $\varphi(S)$

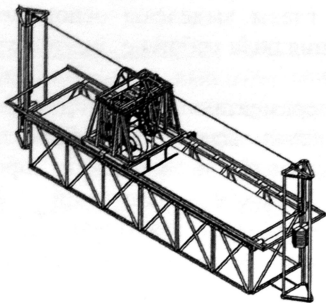


Рисунок 3. Стенд «Грунтовой канал»

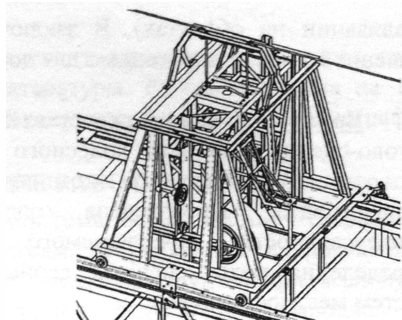


Рисунок 4. Динамометрическая тележка стенда «Грунтовой канал»

Методика проведения экспериментальных исследований с целью получения указанных характеристик опирается на уравнение энергетического баланса (1), суть которого заключается в том, что подводимая энергия к равномерно катящемуся колесу расходуется на совершение работы продольной силой и на потери при взаимодействии с опорным основанием:

$$M_k \omega_k = P_x V_{xk} + f_w P_z V_{xk}, \quad (1)$$

где M_k - крутящий момент, подводимый к колесу; P_x - продольная сила, действующая на ось колеса; P_z - вертикальная сила, действующая на ось колеса.

С учётом, что $\varphi = P_x / P_z$, выражение (1) принимает вид:

$$f_w = (M_k \omega_k / P_z V_{xk}) - \varphi. \quad (2)$$

Величины, входящие в правую часть уравнения, определяются в процессе эксперимента.

Движение КМ высокой проходимости по несвязным грунтам характеризуется значительным буксованием ведущих колес, которое сопровождается экскавационным погружением и бульдозерным эффектом, что приводит к повышенным затратам энергии.

Из рисунков 1 и 2 видно, что движение возможно только с определенным ограниченным значением тяги, так как с ростом буксования тяга перестает увеличиваться, и вся энергия, подводимая к колесу, тратится на преодоление увеличивающейся силы сопротивления движению.

На основании вышесказанного можно заключить, что одной из задач по обеспечению опорной проходимости колесной машины является разработка системы управления подводимой мощностью к ведущим колесам с целью реализации потенциальных возможностей движителя. Отработку методов управления раздачей мощности по колесам можно осуществлять посредством имитационного математического моделирования, главной особенностью которого при этом является использование экспериментальных тягово-сцепных характеристик качения колесного движителя.

В третьей главе описаны особенности имитационного математического моделирования динамики полноприводной колесной машины: даны расчетная схема и основные допущения, уравнения динамики прямолинейного движения, уравнения для определения нормальных реакций под колесами автомобиля, характеристики взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью, математические модели характеристик привода колес автомобиля в случае различных схем трансмиссии. Подробно представлена программная реализация разработанной математической модели и анализ результатов её работоспособности.

Определена совокупность параметров движения, необходимая для выбора режимов привода колеса.

Разработан комплексный метод распределения мощности по колёсам, направленный на повышение энергоэффективности движения полноприводной колесной машины высокой проходимости.

Решение задачи о рациональном распределении мощности по колёсам рассмотрено на примере трёхосного автомобиля оборудованного индивидуальным, блокированным и дифференциальным приводами колёс. Общие виды объекта исследований представлены на рисунке 5.

Расчётная схема, принятая с учётом характера решаемой задачи, представлена на рисунке 6 и описывается системой дифференциальных уравнений:



Рисунок 5. Общие виды объекта исследований

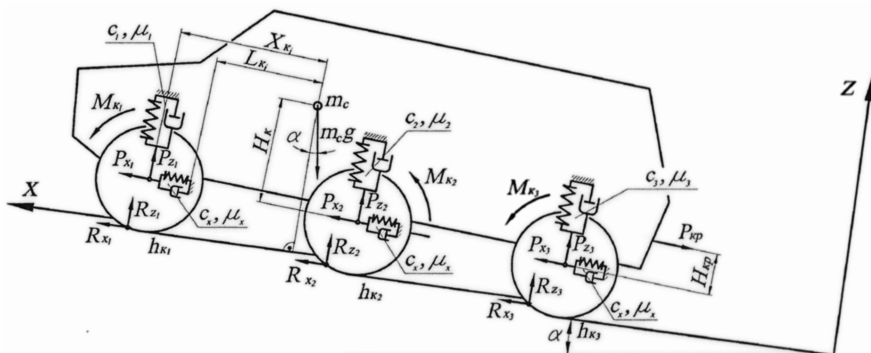


Рисунок 6. Расчетная схема прямолинейного движения объекта исследований

$$\left\{ \begin{array}{l} m_c \dot{V}_{xc} = 2 \sum_{i=1}^n P_{xi} - (m_c g \sin \alpha + P_{xp}) \\ J_{ki} \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - (1 - S_{\delta i})(f_{wi} + \varphi_i) r_{ko} P_{zi} \\ m_{ki} \dot{V}_{xki} = \varphi_i P_{zi} - P_{xi} - m_{ki} g \sin \alpha \\ m_c \ddot{z}_c = 2 \sum_{i=1}^n P_{zi} - m_c g \cos \alpha \\ J_y \ddot{\vartheta} = 2 \sum_{i=1}^n P_{zi} (x_{ki} - x_c) + M_{omni} \\ m_{ki} \ddot{z}_{ki} = R_{zi} - P_{zi} - m_{ki} g \cos \alpha, \end{array} \right. \quad (3)$$

где $P_{xi} = c_i h_i + \mu_i \dot{h}_i + P_{xcmi}$, $R_{zi} = c_{wi} \delta r_{ki} + \mu_{wi} \delta \dot{r}_{ki} + R_{zcmi}$, $h_i = -z_c - (x_{ki} - x_c) \vartheta + z_{ki}$,
 $\dot{h}_i = -\dot{z}_c - (x_{ki} - x_c) \dot{\vartheta} - \dot{x}_{ki} \vartheta + \dot{z}_{ki}$, $\delta r_{ki} = z_{ki}$, $\delta \dot{r}_{ki} = -\dot{z}_{ki}$, $P_{xi} = (x_{ki} - l_{ki} - x_c) c_x + (V_{xki} - V_{xc}) \mu_x$,
 $M_{omni} = m_c (\dot{V}_{xc} + g \sin \alpha) H_c + P_{xp} H_{xp} + 2 \sum_{i=1}^n M_{ki}$.

Здесь: m_c – масса корпуса КМ; m_{ki} – масса деталей подвески, приведенная к оси i -го колеса; J_{ki} – момент инерции колеса; i – номер колеса; $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение i -го колеса; $\dot{V}_{xki}$ – продольное ускорение центра масс i -го колеса; g – ускорение свободного падения; α – угол наклона опорной поверхности; c_x , μ_x – коэффициенты жесткости и демпфирования подвески в продольном направлении соответственно; x_{ki} – расстояние от центра масс до оси колеса по оси x ; l_{ki} – расстояние от центра масс до точки крепления подвески по оси x ; V_{xc} – скорость центра масс КМ; $\dot{z}_{ki}$ – вертикальное ускорение оси i -го колеса; $\dot{z}_c$ – вертикальное ускорение центра масс корпуса КМ; $\ddot{\vartheta}$ – угловое ускорение корпуса КМ; J_y – момент инерции корпуса КМ, относительно поперечной оси, проходящей через центр масс; c_i , c_{wi} – коэффициенты жесткости подвески и шины i -того колеса; μ_i , μ_{wi} – коэффициенты демпфирования подвески и шины i -того колеса; h_i , δr_{ki} – ход подвески и радиальная деформация шины i -того колеса (отсчитываются от статического положения); $\dot{h}_i$, $\delta \dot{r}_{ki}$ – скорость хода подвески и скорость радиальной деформации шины i -того колеса; P_{xcmi} , R_{zcmi} – статические усилия в подвеске и шине i -того колеса.

Решение данной системы дифференциальных уравнений возможно, если известны зависимости $f_{wi} = f(\varphi_i)$, $\varphi_i = f(S_{\delta i})$.

Многопроходность, а так же изменения в процессе движения машины величин φ и f_w , учитываются в разработанной математической модели при помощи поверхностей $f_{wi} = f(\varphi_i, P_{xi})$ и $\varphi_i = f(P_{xi}, S_{\delta i})$.

Данные поверхности формируются в ПО «MATLab» аппроксимацией методом наименьших квадратов экспериментальных кривых $f_{wi} = f(\varphi_i)$ и $\varphi_i = f(S_{\delta i})$, полученных для различных нагрузок на колесо и при различном количестве проходов по колее.

Уравнения, описывающие трансмиссию, устанавливают связь между моментом двигателя, моментами, приложенными к колесам, угловой скоростью вращения вала двигателя и угловыми ускорениями вращения колес. Данные уравнения не обладают высокой информативностью и в автореферате не представлены.

Следует отметить, что в математической модели могут быть реализованы любые схемы трансмиссии и системы подрессоривания.

Разработка комплексного метода распределения потоков мощности по колесам с учетом совокупности условий движения

Главной целью разработки методов управления раздачей мощности по колесам автомобиля является снижение энергозатрат на движение и снижение требований к квалификации водителя.

С этой целью водителя можно описать при помощи аппарата нечеткой логики (Fuzzy Logic), а для системы местность – машина ввести ряд ограничений, которые будут контролироваться «нечетким водителем».

Суть аппарата нечеткой логики заключается в том, что система сравнивает текущее значение некоторого параметра, характеризующего движение КМ, с контрольным значением того же самого параметра и, исходя из этого сравнения, осуществляет изменение положения педали подачи топлива h .

Входным сигналом Fuzzy-регулятора является величина $\Delta U = (U - U_{\text{д}}) / U_{\text{д}}$, которая представляет собой относительную разницу между действительным значением параметра U и параметром $U_{\text{д}}$, задаваемым водителем, при этом:

- если $\Delta U < 0$, то система **увеличивает** h ;
- если $\Delta U = 0$, то система **удерживает** h ;
- если $\Delta U > 0$, то система **уменьшает** h .

В рамках настоящей работы рассмотрены три параметра U :

- 1) $U_1 = S_i$ – степень буксования колес i - той оси;
- 2) $U_2 = (P_x / P_z)_i$ – удельная сила тяги, на колесах i - той оси;
- 3) $U_3 = \omega_{\text{д}} r_{\text{к0}}$ – теоретическая скорость оси колес i - той оси в случае

индивидуального привода, и $U_3 = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^n \omega_{\text{д}} r_{\text{к0}}$ – для случая использования дифференциального или заблокированного приводов.

Ранее отмечалось, что удельная сила тяги $(P_x / P_z)_i$, непрерывно связана с буксованием и, начиная с некоторого значения S_i , удельная сила тяги практически перестает расти, а вся энергия, подводимая к колесу, расходуется на буксование (происходит резкое увеличение удельных потерь энергии $f_{\text{м}}$, сопровождающихся экскавационным выносом и бульдозерным эффектом).

Ключевой проблемой при таком подходе является определение предельных значений S_i и $(P_x / P_z)_i$, так как грунтовое основание не одинаковое на различных участках движения машины.

Как отмечается в работах многих исследователей в области проходимости, предельная удельная сила тяги лежит в пределах от 0,20 до 0,40,

а буксование – в пределах от 0,25 до 0,35 практически для любых систем колесо-грунт (для «мягкого» грунта).

Главной трудностью в определении текущего значения буксования является определение текущего значения скорости движения машины.

На сегодняшний день существует несколько способов определения скорости движения КМ. Наиболее точным является метод использования «технического зрения» либо системы GPS-навигации, при этом погрешность не превышает 2..4%.

Реализация непосредственного определения предельного значения (P_x/P_r) , при движении автомобиля на сегодняшний день практически невозможна.

Возможным вариантом является непосредственное определение свойств опорного основания перед началом движения с помощью имеющихся в распоряжении приспособлений или устройств, например, пенетрометров.

В связи с этим наиболее рациональным является возможность выбора водителем режимов в зависимости от его субъективных оценок условий движения и визуального восприятия свойств опорной поверхности, что в настоящее время реализовано для системы регулирования давления воздуха в шинах.

Таким образом, наиболее эффективным с точки зрения энергозатрат на движение транспортного средства является управление положением педали подачи топлива h при помощи нечеткого регулирования, опираясь на S_i и $(P_x/P_r)_i$, с последующим выбором минимального управляющего воздействия.

Такое регулирование позволяет снизить ошибку, связанную с субъективной оценкой водителем грунтовых условий, так как вероятность того, что оба параметра, задаваемые водителем, будут избыточными ниже, чем вероятность того, что один из них будет избыточным.

Избыточность обоих параметров может привести либо к полному застреванию, либо к повышению энергозатрат, а недостаточность – либо к полной остановке (но не застреванию), либо к невозможности тронуться с места. При этом остановка или невозможность тронуться с места за счет недостаточности не представляет опасности, при этом водителю достаточно увеличить предельные значения параметров и движение будет возобновлено.

Следует отметить, что в системе предусмотрено ограничение: скорость при регулировании по соотношениям U_1 и U_2 может быть увеличена, но не больше, чем задано водителем, т.е. в модели из трех выходных значений h fuzzy-регуляторов (по скорости U_3 , по U_1 и U_2) выбирается меньшее.

Еще одним вариантом управления силой тяги на колесах является применение алгоритма распределения моментов пропорционального относительной нормальной нагрузки, приходящейся на каждый из движителей.

Управляющее воздействие h в данном случае определяется также при помощи аппарата нечеткой логики регулированием по скорости (по U_3).

Для реализации регулирования в рамках предложенного подхода непосредственно на реальном объекте бортовая система управления колесной

машины должна включать в себя датчики угловых скоростей колес, систему определения продольной скорости центра масс, бортовой вычислитель с fuzzy-регулятором, тензодатчики для определения вертикальной и продольной нагрузок на оси колеса.

Предлагаемая система ограничения S и P_x/P_z реализуется с помощью fuzzy – регулятора, при этом предельные значения S и P_x/P_z задаются водителем, а система автоматики, моделируя управляющее воздействие h по этим двум параметрам, выбирает наименьшее.

Следует отметить, что система датчиков и регистрирующего оборудования, необходимая для реализации управления по S и P_x/P_z , достаточно сложна, в то время как для реализации алгоритма распределения моментов пропорционального нормальной нагрузки, необходимы лишь датчики нормальной нагрузки, приходящейся на колеса.

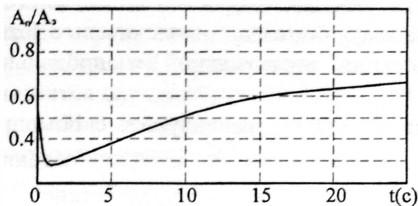
Таким образом, в неустановившихся режимах движения целесообразно осуществлять регулирование по S и P_x/P_z , а в установившемся режиме движения – осуществлять пропорциональное деление момента.

В четвертой главе дан анализ работоспособности разработанной в третьей главе математической модели, и произведен анализ результатов численного моделирования при использовании регулирования по S , P_x/P_z и при пропорциональном делении момента для автомобиля, оборудованного индивидуальным приводом.

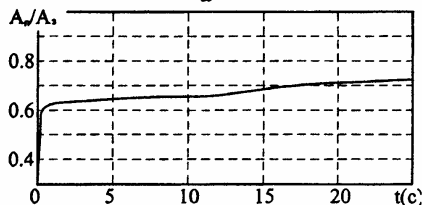
Рассмотрены показатели прямолинейной динамики транспортного средства общей массой 3 тонны с различными схемами трансмиссии при его разгоне от скорости $V_0=1$ (м/с) до скорости $V=10$ (м/с) с крюковой нагрузкой $P_{кр}=3500$ (Н).

На рисунках с 7 по 12 представлены результаты математического моделирования, необходимые для сравнительной оценки КМ, оснащенных различными типами трансмиссий и при реализации различных законов управления раздачей мощности по колесам в случае использования индивидуального привода (цифрами 1, 2, 3 на графиках, приведенных на рисунках с 7 по 12, обозначена принадлежность к колесу соответствующей оси).

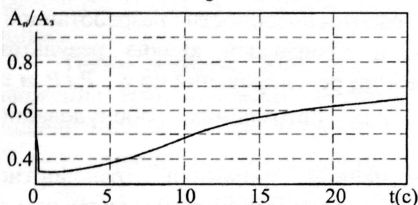
Из рисунков 7 – 11 видно, что наиболее эффективным с точки зрения энергозатрат является режим управления индивидуальным приводом колес, при котором ограничивается буксование. Режим пропорционального деления момента дает столь же высокую эффективность, как и при ограничении буксования в установившемся режиме, в то время как в неустановившихся режимах эффективность этого метода невелика.



а

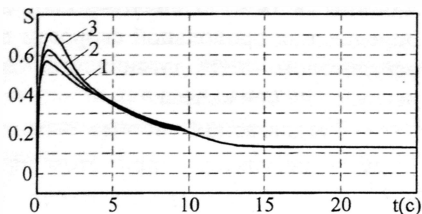


б

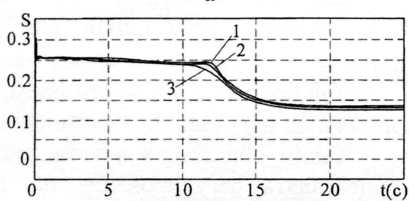


в

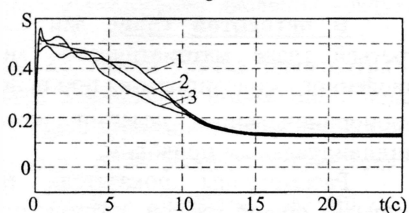
Рисунок 7. Отношение «полезной» работы к «затраченной»: а) при пропорциональном делении момента M_s ; б) при ограничении степени буксования S ; в) при ограничении удельной силы тяги P_x/P_z



а



б



в

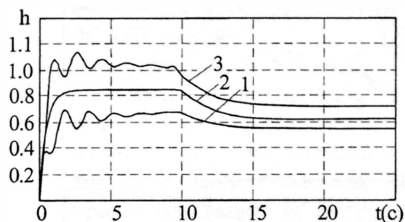
Рисунок 8. Буксование колёс: а) при пропорциональном делении момента M_s ; б) при ограничении степени буксования S ; в) при ограничении удельной силы тяги P_x/P_z

Относительно невысокая энергетическая эффективность метода ограничения удельной силы тяги P_x/P_z объясняется избыточностью предельного значения $(P_x/P_z)_{\max}$, задаваемого водителем.

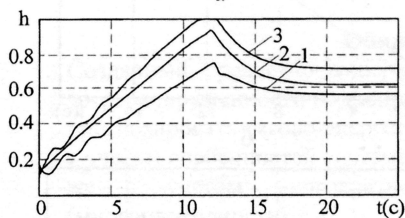
Следует отметить, что при пропорциональном делении момента, величины удельной тяги $(P_x/P_z)_i$ на всех осях имеют более близкие значения, чем при двух других способах.

Это обстоятельство означает, что рекуперация мощности при таком способе регулирования меньше.

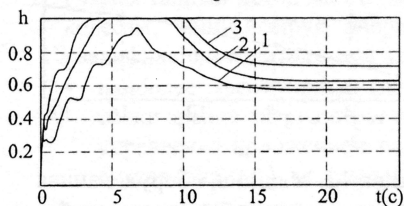
Результаты моделирования движения КМ, оборудованной блокированной трансмиссией, практически не отличаются от результатов моделирования движения машины, оборудованной индивидуальным приводом при пропорциональном делении момента. Управляющее воздействие h при этом является среднеарифметическим данных, представленных на рисунке 8а.



а

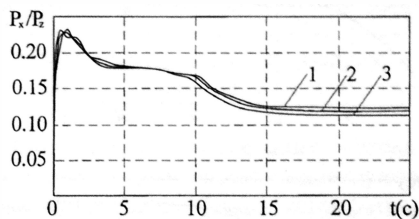


б

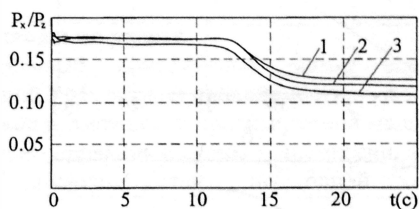


в

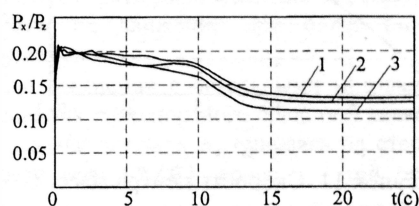
Рисунок 9. Управляющее воздействие: а) при пропорциональном делении момента M_d ; б) при ограничении степени буксования S ; в) при ограничении удельной силы тяги



а



б

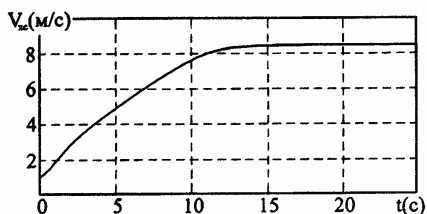


в

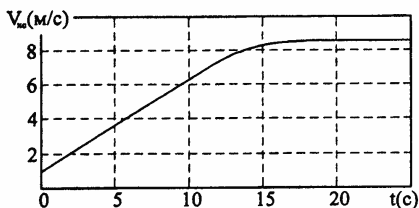
Рисунок 10. Соотношение P_d/P_t : а) при пропорциональном делении момента M_d ; б) при ограничении степени буксования S ; в) при ограничении удельной силы тяги P_x/P_t

Результаты моделирования движения КМ, оборудованной дифференциальной трансмиссией, представлены на рисунке 12, из которого видна малая энергетическая эффективность движения. Особенно ярко это иллюстрируется данными на рисунке 12а: буксование колес достигает величины 0,9, то есть машина, оборудованная дифференциальной

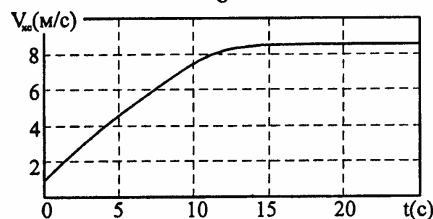
трансмиссий, работает на пределе своих тяговых возможностей при достаточно малых крюковых нагрузках.



а

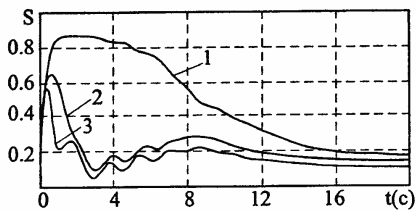


б

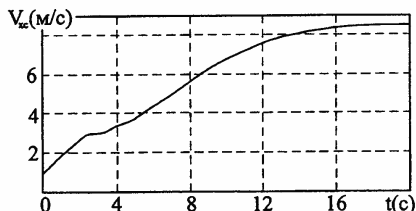


в

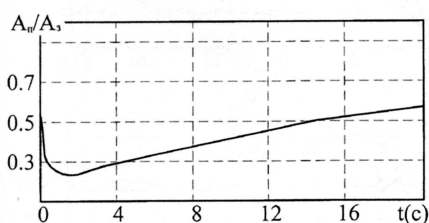
Рисунок 11. Скорость центра масс:
а) при пропорциональном делении
момента M_d ; б) при ограничении
степени буксования S ; в) при
ограничении удельной силы тяги
 P_x / P_z



а



б



в

Рисунок 12. Машина, оборудованная
дифференциальной трансмиссией:
а) буксование колес; б) скорость
центра масс; в) отношение
«полезной» работы к «затраченной»

Результаты исследований

1. Разработана оригинальная математическая модель прямолинейного движения КМ высокой проходимости по деформируемому опорному основанию, позволяющая прогнозировать ее энерговооруженность для широкого спектра изменяющихся конструктивных и эксплуатационных параметров.
2. Разработана экспериментальная методика определения тягово-сцепных и тягово-энергетических параметров колесного движителя в любом режиме качения колеса. Проведены экспериментальные исследования по

определению тягово-сцепных свойств колесного движителя. Полученные данные в целом совпадают с результатами других исследователей.

3. Рассмотрены особенности имитационного математического моделирования динамики КМ. Представлена программная реализация разработанной математической модели и анализ результатов ее работоспособности. Анализ работоспособности разработанной математической модели подтвердил возможность ее использования для прогнозирования показателей опорной проходимости.
4. Разработан комплексный метод распределения потоков мощности по колесам, исходя из совокупности условий движения с использованием аппарата нечеткой логики.
5. Установлено, что применение разработанного комплексного метода на колесной машине высокой проходимости, оборудованной индивидуальным приводом, делает ее более эффективной с точки зрения энергозатрат на движение.

Общие выводы по работе

1. Созданный расчетно-экспериментальный комплексный метод оценки энерговооруженности полноприводной КМ высокой проходимости позволяет прогнозировать тягово-энергетические возможности проектируемой машины с учетом особенностей системы поддрессоривания и схемы трансмиссии, а так же с учетом многократности движения колес по одной колее (многопроходность).
2. Разработанный метод дает возможность выбрать распределения мощности по колесам, минимизируя энергозатраты на движение при более низкой квалификации водителя, при этом установлено:
 - наиболее эффективным (до 20% в сравнении с остальными методами с точки зрения энергозатрат на движение транспортного средства) является управление положением педали подачи топлива h , опираясь на степень буксования (S_i) и удельную силу тяги (P_x/P_z), колес i - той оси с последующим выбором минимального управляющего воздействия. Такое регулирование позволяет снизить ошибку, связанную с субъективной оценкой водителем грунтовых условий;
 - энергоэффективность движения при пропорциональном делении момента, подводимого к колесам, относительно нормальной нагрузки такая же, как и в случае использования заблокированного привода (например, отношение полезной работы к пройденному пути отличается не более чем на 3%);
 - применение разработанного комплексного метода на КМ, оборудованной индивидуальным приводом, позволяет повысить ее энергоэффективность в среднем на 55% в сравнении с дифференциальным приводом и на 18% в сравнении с заблокированным приводом;
 - в переходных режимах движения целесообразно осуществлять регулирование по (S_i) и (P_x/P_z), а в установившемся режиме – осуществлять пропорциональное относительно нормальной нагрузки распределение моментов, приходящихся на i -тое колесо. Это позволяет

свести к минимуму ошибки системы автоматики, так как алгоритм пропорционального деления момента технически более просто реализуем.

3. Предложенный экспериментально-теоретический метод оценки энерговооруженности рекомендован при проектировании полноприводных колесных машин и при модернизации эксплуатируемых образцов. При этом перспективные направления дальнейших исследований заключаются в разработке системы распознавания условий движения с целью исключения субъективных оценок характеристик опорного основания водителем.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ИЗЛОЖЕНЫ:

1. Наумов В.Н., Машков К.Ю., Чижов Д.А. Методика расчёта тягово-энергетических характеристик механического контактного движителя в условиях частичной разгрузки посредством воздушной подушки // Оборонная техника. Машиностроение. – 2011. - №2-3. - С. 79-86.

2. Чижов Д.А., Горелов В.А., Котиев Г.О. Лабораторный расчетно-экспериментальный комплекс для исследований тягово-энергетических свойств колесных движителей // Тракторы и сельхозмашины. - 2012. - №4. - С.21-27.

3. Наумов В.Н., Машков К.Ю., Чижов Д.А. Математическое моделирование динамики прямолинейного движения роботизированного транспортного средства по деформируемому грунту // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2012. - №2. – С. 19-24.

4. Метод математического моделирования прямолинейного движения роботизированных транспортных средств по деформируемому грунту / В.Н. Наумов и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. - 2012. - Вып. Специальная робототехника. - С. 57-64.

5. Горелов В.А., Наумов В.Н., Чижов Д.А. История, проблемы и перспективы развития транспорта: метод. пособ. М.: Издание НТА «Актуальные проблемы фундаментальных наук». – 2011, 35 с.

6. Перспективы применения гибридной трансмиссии для мобильных роботов / В.Н. Наумов и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. - 2010 г. - Спец. выпуск - С.107-112.

7. Долгополов А.А., Наумов В.Н., Чижов Д.А. Стабилизация криволинейного движения аппарата на воздушной подушке // «Будущее молодежной науки». Тезисы докладов V Юбилейной Международной молодежной научно-технической конференции. Н.Новгород 2006. С. 155-157.

8. Снижение динамической нагруженности ШВП при движении по неровным грунтовым и взволнованным водным поверхностям управлением характеристиками ШВП / А.А. Долгополов, и др. // «Гидроавиасалон - 2008». Сборник докладов VII научной конференции, 5-6 сент. 2008 г. ч. 1. Москва 2008 г. С.191 – 197.

9. Особенности выбора и согласования характеристик элементов комбинированных подъемно-двигательных комплексов АЛА и ТС с ШВП / А.А. Долгополов, и др. // «Гидроавиасалон - 2008». Сборник докладов VII научной конференции, 5-6 сент. 2008 г. ч. 1. Москва 2008 г. С.197 – 200.

10. Наумов В.Н., Погуляев Ю.Д., Чижов Д.А. Система управления подачи топлива с дискретным регулированием длительности впрыска // «Будущее технической науки»: Тезисы докладов VIII Международной молодежной НТК Н.Новгород, 15 мая 2009 г. С. 184-186.

11. Наумов В.Н., Погуляев Ю.Д., Чижов Д.А. Система регулирования подачи топлива // «Будущее технической науки»: Тезисы докладов VIII Международной молодежной НТК Н.Новгород 15 мая 2009 г. С. 125-128.

12. Наумов В.Н., Чижов Д.А. Стабилизация криволинейного движения аппарата на воздушной подушке // Всероссийская молодежная научно-техническая конференция «АВТО-НН-2009»: Тезисы докладов Н.Новгород 19-20 ноября 2009 г. С. 82-87

13. Снижение динамической нагруженности быстроходных транспортных средств ШВП при движении по неровным грунтовым управлением характеристиками ШВП / А.А. Долгополов и др. // Материалы XXI Научно-технической конференции по аэродинамике.: Тезисы докладов Всерос. конф. Жуковский 25-26 февраля 2010 г. С. 66 – 69.

14. Выбор и согласования характеристик элементов комбинированных подъемно-двигательных комплексов АЛА и ТС с ШВП / А.А. Долгополов и др. // Материалы XXI Научно-технической конференции по аэродинамике.: Тезисы докладов Всерос. конф. Жуковский 25-26 февраля 2010 г. С. 70 – 73.

15. Многокритериальная оптимизация электропневматического следящего привода для управления продольными колебаниями ЛА с ШВП в условиях недостаточной определенности входных возмущений / А.А. Долгополов и др. // Сборник докладов VIII научной конференции по гидроавиации, 10-11 сент. 2010 г. ч. 1. Москва 2010 г. С. 37 – 41.