На правах рукописи

УДК 629.11.012.816

Сарач Евгений Борисович

РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ МЕТОДОВ СОЗДАНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ ДВУХЗВЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва 2010

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

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Белоусов Борис Николаевич,
доктор технических наук, профессор Ковалев Владислав Петрович,
доктор технических наук, профессор Ягубов Вячеслав Фазилович.

Ведущая организация: 21 НИИИ МО РФ.

Защита диссертации состоится 07 июня 2010 г. в 14^{30} на заседании диссертационного совета Д212.141.07 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 05 мая 2010 г.

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1942269
Сарач Е.Б. Разработка на

Председатель
диссертационного совета
доктор технических наук,
профессор Котиев Г.О.

см. коп.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие современных боевых гусеничных машин (ГМ) идет по пути наращивания огневой мощи и защищенности. Это ведет к неуклонному повышению их массы. При ограничении по допустимому давлению на грунт, конструкторы вынуждены увеличивать опорную поверхность движителя ГМ, которая ограничена габаритами машины и условиями поворотливости.

В этой связи, как в нашей стране, так и за рубежом, ведутся теоретические разработки по применению двухзвенных гусеничных машин (ДГМ), как базы для создания семейства боевых гусеничных машин.

Кроме того, при решении транспортных проблем в районах с тяжелыми дорожными условиями находят широкое применение двухзвенные гусеничные транспортеры, в том числе военного применения.

ДГМ обладают рядом свойств, обеспечивающих им преимущество, перед однозвенными ГМ. Большинство этих свойств связано с особым способом поворота ДГМ путем принудительного регулирования направления скоростей элементов движителя, изменением их взаимного положения. Кроме этого, возможность обеспечения высоких тягово-сцепных показателей, лучшие характеристики профильной проходимости за счет принудительного складывания секций в вертикальной плоскости, хорошая приспособляемость секций к рельефу местности в поперечной плоскости и, как следствие, более равномерное распределение вертикальных нагрузок по длине опорной поверхности, все это в комплексе позволяет считать ДГМ наилучшим по проходимости транспортным средством среди колесных и гусеничных машин.

Еще один способ снижения пиковых значений давления на грунт - применение ГМ со связанной системой подрессоривания. Под связанными системами подрессоривания понимают такие системы, у которых силы, действующие от катков на подрессореный корпус, имеют между собой явную связь. Применение систем подрессоривания с полной связью упругих элементов по борту машины позволит выравнивать эпюру давления под катками, что приведет к снижению пиковых нагрузок на грунт. Однако машина с такой подвеской становится неустойчива в продольной плоскости, поэтому применение полностью связанной системы подрессоривания на однозвенной машине не представляется возможным. Наличие же связи между секциями ДГМ в продольной плоскости позволяет использовать на них систему подрессоривания с полной связью упругих элементов в пределах одного борта секции, и тем самым еще больше повысить проходимость таких машин на слабонесущих грунтах.

В настоящее время максимальные скорости отечественных ДГМ, как правило, не превышают 30 – 40 км/ч. Известно, что важным оперативным свойством обеспечения живучести боевой ГМ считается ее высокая подвижность, обеспечиваемая высокими скоростями движения. Не менее

жесткие требования предъявляются к быстроходным ГМ, гражданского назначения. Высокая средняя скорость движения – важнейшее потребительское свойство любого современного транспортного средства.

Как известно, скорость движения ограничивается тяговыми свойствами, а также управляемостью и плавностью хода машины. В связи с тем, что ДГМ имеет больший объем корпуса, в котором можно разместить силовую установку, трансмиссию и привода поворота с требуемыми характеристиками, ряд ограничений можно не рассматривать. При неудовлетворительной плавности хода водитель вынужденно снижает скорость машины вследствие перегрузок или утомляемости. Также плавность хода оказывает существенное влияние на работоспособность вооружения, установленного на машине. Таким образом, совершенствование систем подрессоривания ДГМ является актуальной задачей.

Цели и задачи. Целью работы является повышение подвижности ДГМ путем совершенствования систем подрессоривания.

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

- Разработаны методы прогнозирования средней скорости прямолинейного движения ДГМ с учетом ограничений, накладываемых системой подрессоривания.
- Разработаны методы математического моделирования микропрофиля трасс ДГМ.
- Разработан метод синтеза многоуровневых систем подрессоривания транспортных машин.
- Создана математическая модель прямолинейного движения ДГМ, оснащенной многоуровневой связанной системой подрессоривания.
- Разработан закон управления углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости при движении по неровностям местности.
- Разработан метод выбора характеристик двухуровневой связанной системы подрессоривания ДГМ.
- Проведена оценка эффективности разработанного закон управления углом складывания секций путем сравнительного анализа быстроходности ДГМ с различными системами подрессоривания.

Научная новизна. Создана оригинальная математическая модель прямолинейного движения ДГМ по неровностям, особенностью которой является возможность управления углом складывания ДГМ в вертикальной плоскости и применение многоуровневой, в том числе связанной системы подрессоривания секций. Модель позволяет имитировать поведение машины в статистически заданных условиях эксплуатации, и тем самым значительно сократить сроки проектирования и доводочных испытаний систем подрессоривания высокоподвижных ДГМ.

Разработан и реализован в математической модели новый закон управления углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости при движении по неровностям местности, в основе которого лежит принцип огибания неровностей, позволяющий существенно (на 55%) повысить среднюю скорость движения. Закон использует косвенное определение угла складывания по средним отклонениям ходов катков секций ДГМ от статического положения.

Разработан новый метод синтеза многоуровневых систем подрессоривания транспортных машин, позволяющий обоснованно выбирать характеристики подвесок такого рода. Особенностью метода является выбор числа уровней подвески и соотношения жесткостей соседних уровней исходя из частотного диапазона работы подвески.

Получена новая зависимость для определения средней скорости движения ГМ при ограничениях по системе подрессоривания, особенностью которой является учет гиперболического участка скоростной характеристики. Использование новой зависимости позволяет получить более достоверную оценку средней скорости ГМ (расхождение с экспериментальными данными в среднем снизилось с 23% до 9%), что особенно важно при определении нагруженности и долговечности элементов подвески.

Разработан метод оценки быстроходности ДГМ в статистически заданных дорожных условиях с учетом ограничений, накладываемых системой подрессоривания, отличающийся использованием спектральной плотности распределения дисперсий ускорений на месте механика-водителя по частоте внешних возмущений при оценке среднеквадратичных ускорений. Использование данного метода позволяет проводить оценку быстроходности ДГМ на этапе проектирования.

На защиту выносятся основные положения нового научного подхода к проектированию систем подрессоривания высокоподвижных ДГМ:

- методы оценки быстроходности ДГМ при прямолинейном движении по неровностям местности с учетом ограничений, накладываемых системой подрессоривания;
- метод синтеза многоуровневых систем подрессоривания транспортных машин;
- математическая модель прямолинейного движения ДГМ по неровностям местности с управлением углом складывания секций в вертикальной плоскости и применением многоуровневых связанных систем подрессоривания;
- закон управления углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости при движении по неровностям местности.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируется на накопленном опыте теоретических, расчетно-экспериментальных исследований динамики систем «подвеска – корпус ГМ»,

«секция ДГМ – секция ДГМ», на применении апробированных методов теории случайных процессов, имитационного моделирования, теории линейных систем автоматического регулирования, механики жидкости и газа.

Практическая ценность работы. В результате выполненных исследований для практического использования при проектировании систем подрессоривания высокоподвижных ДГМ разработаны:

- комплекс программ для ЭВМ, позволяющий имитировать динамику прямолинейного движения ДГМ по неровностям местности, и, тем самым, сократить сроки проектирования и доводочных испытаний систем подрессоривания;
- методы преобразования статистических данных микропрофиля пути, позволяющие решать задачи теории подрессоривания связанные с определением функции быстроходности по скоростным характеристикам, и имитационным моделированием движения ДГМ по реализации случайной функции микропрофиля;
- программная реализация метода оценки быстроходности ДГМ при прямолинейном движении по неровностям местности с учетом ограничений, накладываемых системой подрессоривания;
- алгоритм управления углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости при движении по неровностям местности, позволяющий реализовать разработанный закон.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационной работы являются основой отчета по научно-исследовательской работе, выполненной в МГТУ им. Н.Э. Баумана и посвященной вопросам исследования перспективных систем подрессоривания для ГМ и ДГМ. Результаты работы внедрены в НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, ФГУ «21 НИИИ МО РФ», ОАО МК «Витязь», ОАО «СКБМ», ФГУП «УКБТМ», УралТансМаш и используются в учебном процессе на кафедре «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана и на кафедре «Бронетанкового вооружения и техники» ОА ВС РФ.

Апробация работы и публикации. По материалам диссертации опубликовано 20 научных работ. Основные положения и результаты диссертационной работы неоднократно заслушивались и обсуждались на научно-технических семинарах кафедры многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана и кафедры бронетанкового вооружения и техники ОА ВС РФ, научно-технической конференции молодых специалистов, посвященной 75-летию НАТИ (Москва, 2001г.), 59-ой и 68-й научно-исследовательской конференции МАДИ (ТУ) (Москва, 2001, 2010г.г.), международной научно технической конференции, посвященной 30-летию кафедры строительных и дорожных машин НГТУ (Н.Новгород 2002г.), II межрегиональной научно-технической конференции «Броня – 2004» (Омск 2004г.), на научно-технических совещаниях в организациях

ФГУ «21 НИИИ МО РФ», ОАО МК «Витязь», ОАО «СКБМ», ФГУП «УКБТМ», УралТансМаш.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, основных выводов и списка литературы. Работа изложена на 327 листах машинописного текста, содержит 125 рисунков, 33 таблицы. Библиография работы содержит 114 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель работы и приведено краткое содержание выполненных исследований.

В первой главе проведен обзор трудов отечественных и зарубежных авторов, посвященных вопросам обеспечения плавности хода ГМ, в том числе и двухзвенных, на этапе проектирования. Особенно выделены труды Дмитриева А.А., Савочкина В.А., Забавникова Н.А. Никитина А.О., Силаева А.А., Аврамова В.П., Колмакова В.И., Котиева Г.О., Белоусова Б.Н., Наказного О.А., Новикова В.В., и труды научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, академии БТВ, 21 НИИИ, 38 НИИИ, ВНИИТрансмаш, Волгоградского ГТУ, Нижегородского ГТУ.

Обзор и анализ методов обеспечения плавности хода ДГМ показал, что их плавность хода, в отличие от однозвенных ГМ, зависит не только от системы подрессоривания отдельных секций, но и от связи в узле сочленения. Причем в режимах движения с большими амплитудами складывания секций, межсекционное демпфирование эффективнее демпфирования в системе подрессоривания.

Однако существуют режимы движения, когда ДГМ, совершая вертикальные или продольно-угловые колебания, движется как одно целое. В этих режимах межсекционное демпфирование малоэффективно и требуется демпфирование в системе подрессоривания секций. Кроме того, отсутствие демпфирования на прямом ходе подвески не позволяет водителю заранее определить опасность возникновения пробоя, и уйти с резонансной скорости.

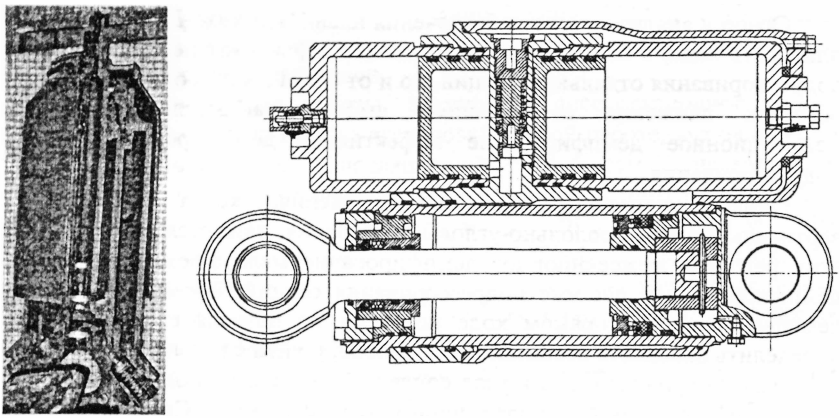
Демпфирующая связь в узле сочленения также не подходит для ДГМ со связанной системой подрессоривания секций. Связанная система подрессоривания подразумевает жесткую связь в узле сочленения, которую можно получить путем гидравлического запирания цилиндра вертикального складывания секций. Но тогда ДГМ теряет все преимущества сочлененной машины и превращается в однозвенную длиннобазную ГМ. Выходом из этой ситуации является принудительное складывание секций ДГМ в вертикальной плоскости во время движения. То есть необходимо управлять углом складывания секций ДГМ по определенному закону с целью приспосабливаемости секций ДГМ к рельефу местности.

Так как складывание секций ДГМ в продольной вертикальной плоскости оказывает непосредственное влияние на систему подрессоривания, то вопрос

определения закона управления относится к области управляемых систем подрессоривания, классификации, конструкции и законы управления которыми рассмотрены в данной главе.

Исследуя методы выбора характеристик систем подрессоривания ГМ, а, также анализируя наиболее распространенные измерители и показатели плавности хода, было установлено, что связанная подвеска в пределах одного борта секции ДГМ требует использования демпфирующих элементов на всех опорных катках, так как в противном случае катки, оснащенные амортизаторами, будут «зависать». С такой подвеской будет сложно выполнить требования по допустимым ускорениям «тряски» в «зарезонансном» режиме движения. В связи с этим было решено использовать на ДГМ со связанной системой подрессоривания многоуровневую подвеску, позволяющую добиться высокой плавности хода в «резонансном» режиме движения без повышения ускорений «тряски» в «зарезонансной» области.

К многоуровневым системам подрессоривания ГМ относятся подвески релаксационного и фрактального типа. На рис. 1 показан релаксационный амортизатор и пневмогидравлическая рессора (ПГР) фрактального типа с двумя ступенями давления.



а) б)

Рис. 1. Элементы многоуровневых систем подрессоривания ГМ:
а – релаксационный амортизатор, б – двухуровневая ПГР

Ввиду того, что в многоуровневых системах подрессоривания на различных частотах работают разные упругодемпфирующие элементы, машина, оснащенная такой подвеской, способна двигаться в самых разнообразных дорожных условиях с высокой плавностью хода. Обзор методов определения характеристик многоуровневых систем подрессоривания, а также обзор конструкций и математических моделей пневмогидравлических устройств систем подрессоривания ГМ проведен в данной главе.

Так как исследование многоуровневых и связанных систем подрессоривания аналитическими методами затруднено, было решено подбирать характеристики таких подвесок в ходе имитационного математического моделирования движения ДГМ.

Имитационное математическое моделирование на данный момент является наиболее эффективным методом исследования ходовых свойств ГМ на этапе проектирования. Поэтому выбор и отработка законов управления углом складывания секций ДГМ, а также оценка быстроходности ДГМ на трассах со случайным и периодическим профилем в данной работе проводились с использованием имитационного математического моделирования. Один из разделов первой главы посвящен анализу существующих математических моделей ГМ, предназначенных для решения задач плавности хода.

Математическое моделирование предполагает задание внешних воздействий на машину со стороны опорной поверхности. В этой связи необходимы методы моделирования реализаций случайных функций дорожно-грунтовых условий на основе имеющихся статистических данных. Обзор исследований, посвященных данному вопросу, также представлен в первой главе диссертации.

В итоге первой главы были сформулированы основные задачи исследования, которые необходимо решить для достижения цели работы.

Вторая глава посвящена прогнозированию быстроходности ДГМ. В настоящее время средняя техническая скорость прямолинейного движения ГМ определяется по формуле предложенной А.А. Дмитриевым:

$$V_{\text{ср.п}} = \frac{1}{[1-\Phi_s(h_1)]\dfrac{1}{V_0} + \Phi_s(h_1)\dfrac{1}{V_{\text{ср.т}}}}, \qquad (1)$$

где V_0 – скорость ГМ (около 10 км/ч), по достижению которой необходимо начинать учитывать ограничения по системе подрессоривания; $V_{\text{ср.т}}$ – средняя техническая скорость по тяговым свойствам ГМ; h_1 – максимальная высота периодических неровностей, которые ГМ способна преодолевать во всем скоростном диапазоне; $\Phi_s(h_1)$ – вероятности встречи неровностей, высотой менее или равной h_1. Данная формула дает гарантированный результат при оценке скорости прямолинейного движения на этапе проектирования. Однако полученная скорость фактически является средней скоростью прямолинейного движения ГМ, то есть как с учетом тяговых свойств, так и ограничений по плавности хода и не подходит для определения направлений модернизации ГМ. Также А.А. Дмитриевым введен безразмерный коэффициент качества системы подрессоривания $K_{\text{п}} = V_{\text{ср.п}} / V_{\text{ср.т}}$, позволяющий сравнивать технический уровень подвесок для машин с одинаковой удельной мощностью.

Если в (1) подставить вместо $V_{ср.т}$ максимальную скорость движения машины V_{max}, тогда $V_{ср.п}$ будет средняя скорость, определяемая только ограничениями по системе подрессоривания. Выражение для $V_{ср.п}$ примет вид:

$$V_{ср.п} = \frac{1}{[1-\Phi_s(h_1)]\frac{1}{V_0} + \Phi_s(h_1)\frac{1}{V_{max}}}. \qquad (2)$$

Теперь коэффициент качества системы подрессоривания, для машин со «слабым» двигателем и «хорошей» подвеской, будет принимать значения более единицы. Полное соответствие между тяговыми свойствами и качеством системы подрессоривания достигается при $K_п$=1. Такая трактовка $K_п$ позволяет определить пути модернизации ГМ.

Реальная скоростная характеристика системы подрессоривания существенно отличается от аппроксимированной ступенчатой характеристики и имеет явно выраженный участок плавного возрастания (рис. 2). Такая скоростная характеристика позволяет учесть скорости движения, попадающие в заштрихованную область. Это представление позволяет получить более достоверную оценку средней скорости при ограничениях режимов движения по системе подрессоривания, что особо важно при определении нагруженности и долговечности элементов ходовой части ГМ.

Для получения аналитического выражения, удобного для практического использования, было сделано допущение, что функция распределения высот неровностей по пути на участке $h_1 \le h \le h_0$ заменяется прямой линией (рис. 3).

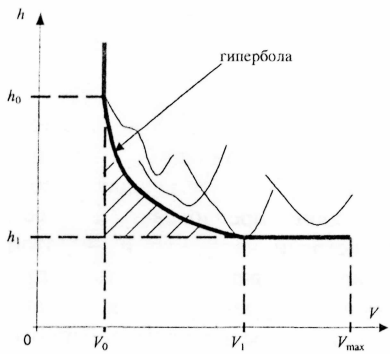


Рис. 2. Упрощенная скоростная характеристика (новый вид)

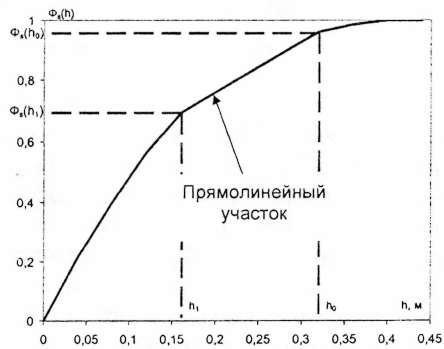


Рис. 3. Функция распределения вероятностей высот неровностей по пути

Полученное в итоге выражение для средней скорости по системе подрессоривания имеет вид:

$$V_{ср.п} = \frac{1}{[1-\Phi_s(h_0)]\frac{1}{V_0} + \frac{1}{2}(\Phi_s(h_0) - \Phi_s(h_1))\frac{V_0+V_1}{V_1 \cdot V_0} + \Phi_s(h_1)\frac{1}{V_{max}}}, \quad (3)$$

где h_0 – максимальная высота периодических неровностей, учитывающихся при решении задач плавности хода; $\Phi_s(h_0)$ – вероятности встречи неровностей, высотой менее или равной h_0; V_1 – скорость ГМ, при которой скоростная характеристика подвески имеет минимум.

По формулам (1), (2) и (3) были получены значения средних скоростей для существующих ГМ (таблица 1). Средние скорости, вычисленные по формулам (2) и (3) оказались ближе к средним скоростям, полученным экспериментальным путем, то есть являются более достоверными.

Таблица 1.

Средние скорости, ограниченные системой подрессоривания

ГМ	Т-80	Т-72	Т-64
$V_{ср.п}$ (1), км/ч	31,4	24,1	18,0
$V_{ср.п}$ (2), км/ч	34,6	28,7	21,3
$V_{ср.п}$ (3), км/ч	41,2	35,0	27,4
$V_{ср.п}$ (данные эксплуатации), км/ч	36	33	29

Далее в главе предложен метод определения быстроходности ДГМ на трассах со случайным профилем с использованием имитационного математического моделирования состоящий из трех этапов:

1. В соответствии с заданными статистическими характеристиками условий движения моделируется протяженная прямолинейная трасса.
2. Выбранный отрезок трассы разбивается на N последовательных участков равной длины, в пределах которых скорость движения ДГМ поддерживается постоянной.
3. Моделируется движение машины по трассе, в ходе которого машина последовательно проезжает все участки. На каждом участке трассы определяется скорость движения машины V_i, как максимально возможная по предельным допустимым пиковым (3,5g) и среднеквадратичным при частоте возмущения более 2 Гц (0,5g) вертикальным ускорениям на месте водителя. При этом положение машины в конце i-го участка считается начальным на i+1 участке, а изменение скорости вращения ведущих колес на границах участков трассы происходит мгновенно.

Чтобы при расчете среднеквадратичных ускорений «тряски» (критерий «0,5g») не учитывать возмущения с частотами ниже 2 Гц в ходе математического моделирования движения ДГМ по неровностям на каждом участке трассы строится спектральная плотность распределения ускорений на месте механика-водителя по частоте внешних возмущений. В результате средняя скорость на трассе определяется по формуле:

$$V_{\text{СР}} = \frac{S_\Sigma}{T_\Sigma} = \frac{N}{\sum_i \frac{1}{V_i}}.$$

Третья глава посвящена математическому моделированию дорожно-грунтовых условий движения ДГМ. Как известно, любой реальный профиль опорной поверхности может быть представлен зависимостью $z=z(x)$, где z, x - соответственно, вертикальная и горизонтальная координаты неподвижной декартовой системы координат, связанной с опорной поверхностью дороги.

Встреча различных участков местности и направлений движения носит случайный характер. Поэтому функцию профиля необходимо рассматривать как реализацию случайной функции.

Существует два подхода в использовании вероятностных характеристик микропрофиля пути. Первый представляет профиль пути в виде непрерывного случайного процесса изменения ординат (рис. 4) с известной спектральной плотностью распределения дисперсий $S_z(\omega)$ или корреляционной функцией $R_z(\chi)$. При этом полагается, что случайный процесс изменения ординат по пути в рассматриваемых условиях является гауссовским, стационарным, эргодическим и центрированным. Второй подход дает статистику по трассам в виде функций распределения длин $\Phi_x(a)$ и высот (размахов) $\Phi_x(h)$ неровностей (рис. 5). Для подстановки в математическую модель удобней первый вариант, но так как по функциям распределения длин и высот неровностей аналитически определяется нижняя граница оценки средней скорости движения машины, была установлена взаимосвязь между этими двумя подходами, позволяющая использовать разную статистику как при моделировании реализаций микропрофиля для имитационного математического моделирования движения ГМ, так и для аналитической оценки быстроходности ГМ.

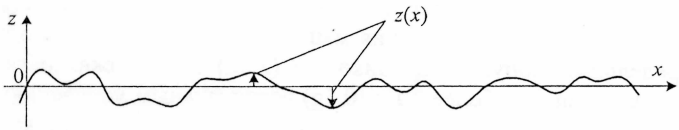


Рис. 4. Представление профиля пути в виде непрерывного случайного процесса изменения ординат $z(x)$

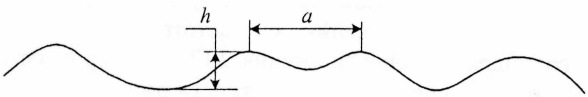


Рис. 5. Представление профиля пути в виде функций распределения длин a и высот (размахов) h неровностей

Получены методы преобразования статистических данных микропрофиля пути, указанные в таблице 2.

Таблица 2.

Методы преобразования статистических данных микропрофиля пути

Метод	Исходные данные	Результат	Назначение
№ 1	Измеренный реальный микропрофиль (рис. 4)	$R_z(\chi)$, $S_z(\omega)$, $\Phi_x(z)$ - функция распределения ординат z	Получение реализации случайной функции микропрофиля для имитационного моделирования движения ГМ
№2		$\Phi_x(a)$, $\Phi_x(h)$	Построение функции быстроходности
№3	$\Phi_x(a)$, $\Phi_x(h)$	$\Phi_x(z)$, $R_z(\chi)$, $S_z(\omega)$	Получение реализации случайной функции микропрофиля для имитационного моделирования движения ГМ
№4	$\Phi_x(z)$, $R_z(\chi)$	$\Phi_x(a)$, $\Phi_x(h)$	Построение функции быстроходности

Четвертая глава посвящена исследованию многоуровневых линейных систем подрессоривания. С использованием амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) исследовались двухуровневые одноопорные системы подрессоривания: релаксационная и фрактальная двухуровневая (рис. 6). Причем фрактальная двухуровневая подвеска рассматривалось в двух вариантах, с коэффициентом сопротивления амортизатора, соответствующего упругому элементу высокой жесткости, $\mu_2=0$ и $\mu_2\neq0$. Последняя представляет наибольший интерес, так как реализовать $\mu_2=0$ в гидравлических системах практически невозможно.

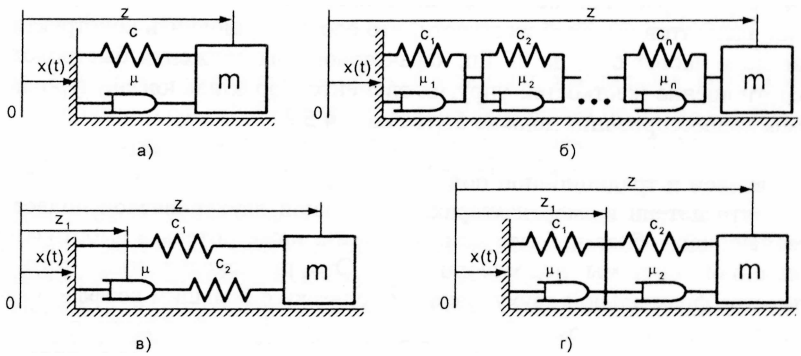


Рис. 6. Варианты одноопорных подвесок: а – традиционная; б – фрактальная многоуровневая; в – релаксационная; г – фрактальная двухуровневая

Коэффициент сопротивления амортизатора, соответствующего упругому элементу высокой жесткости, будет стремиться к нулю в многоуровневых системах подрессоривания, если их характеристики определяются по формуле:

$$\frac{c_{i+1}}{c_i} = \eta, \quad \frac{\mu_i}{\mu_{i+1}} = \alpha, \qquad \text{где} \qquad \eta\alpha > 1.$$

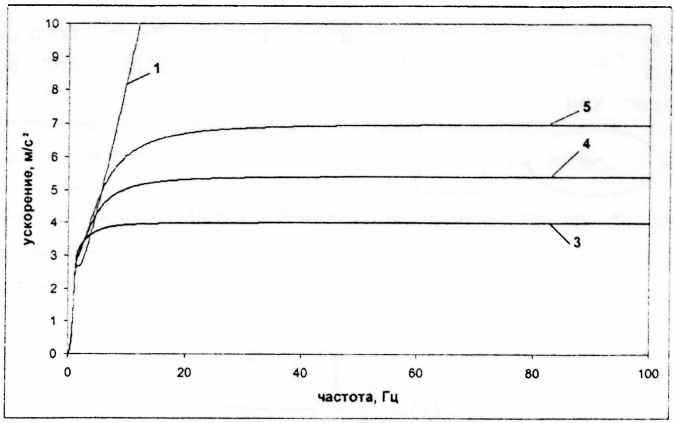
Такими свойствами обладают фрактальные подвески.

Сравнивались между собой АЧХ по ускорению (рис. 7) одноопорных двухуровневых систем подрессоривания с различными соотношениями жесткостей уровней подвески $\eta = c_2/c_1$. При этом соотношение коэффициентов сопротивления амортизаторов $\alpha = \mu_1/\mu_2$ принималось равным η. Чтобы в резонансном режиме подвески обладали одинаковыми свойствами, упругие и демпфирующие характеристики первых уровней подвески (c_1 и μ_1) подбирались таким образом, чтобы резонансные пики на АЧХ по перемещению у всех подвесок совпадали.

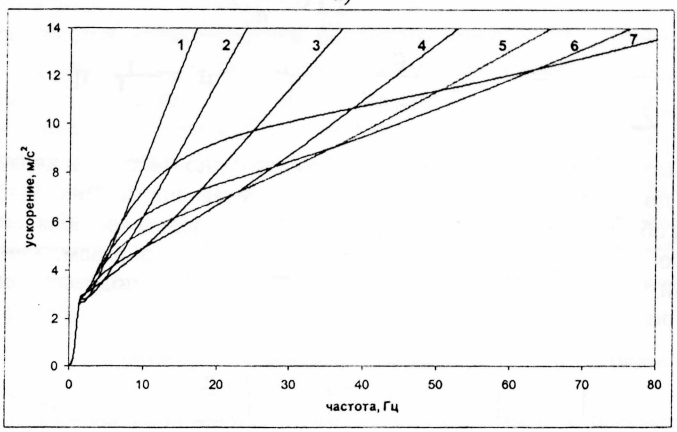
В итоге были сделаны выводы, что у релаксационной и фрактальной двухуровневой подвески с $\mu_2=0$ ускорение подрессоренной массы в «зарезонансной» области с ростом частоты не возрастает. Причем минимальный уровень ускорений наблюдается при соотношении жесткостей упругих элементов $\eta = 3$. У фрактальной двухуровневой подвески с $\mu_2 \neq 0$ ускорение подрессоренной массы в «зарезонансной» области с ростом частоты возрастает и для каждой частоты принимает минимальное значение в зависимости от соотношений жесткостей η.

Таким образом, изменяя коэффициент соотношения жесткостей упругих элементов η можно подобрать подвеску, снижающую ускорения «тряски» в определенной области частот. Для двухуровневых подвесок транспортных машин η целесообразно выбирать в диапазоне от 3 до 5, так как $\eta < 3$ дает незначительное расширение частотной области, а $\eta > 5$ требует применения упругих элементов высокой жесткости, что сложно выполнить конструктивно. В диапазоне частот от 0 до 25 Гц, характерном для движения быстроходных ГМ, соотношение жесткостей упругих элементов фрактальной двухуровневой системы подрессоривания должно быть около 4,5.

Расчет мощности, выделяющейся в амортизаторах фрактальной двухуровневой и традиционной подвесок с использованием линейной модели, показал, что потери в амортизаторах фрактальной двухуровневой подвески в «зарезонансной» области более чем в три раза ниже потерь в амортизаторах традиционной системы подрессоривания. Это происходит из-за того, что амортизатор фрактальной двухуровневой подвески с большим коэффициентом сопротивления в основном работает только в резонансной области, в то время как амортизатор традиционной подвески работает во всем частотном диапазоне.



а)



б)

Рис. 7. АЧХ по ускорению: а – релаксационная и фрактальная двухуровневая подвеска с μ_2=0; б - фрактальная двухуровневая подвеска с $\mu_2 \neq 0$; 1 – традиционная подвеска; 2 - 7 – двухуровневые подвески с η = 2, 3, 4, 5, 6 и 8 соответственно

Далее были исследованы многоуровневые системы подрессоривания и предложен метод их синтеза. При этом использовались подходы теории линейных систем автоматического регулирования.

Подвеска и подрессоренная масса были представлены в виде звена с входным $x(t)$ и выходным $z(t)$ воздействием (рис. 8):

$$x(t) = \sin \omega t, \qquad z(t) = A_Z \sin(\omega t + \varphi),$$

где A_Z – амплитуда выходного воздействия (амплитуда входного воздействия равна 1); ω - частота воздействия; φ - сдвиг по фазе выходного воздействия относительно входного.

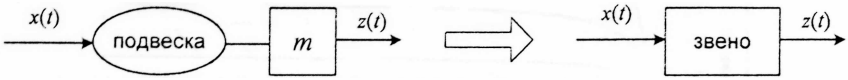


Рис. 8. Представление одноопорной системы подрессоривания

Было принято допущение, что $\eta = \alpha$ и для многоуровневой подвески (рис. 6 б) получена передаточная функция по перемещению «разомкнутой» системы:

$$W_{(N)Zp}(s) = \frac{k}{s^2} \cdot \frac{\prod_{i=1}^{N}(1+\frac{s}{\omega_i})}{\prod_{i=1}^{N-1}(1+\frac{s}{\omega'_i})},$$

где $k = \frac{1}{m \cdot \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{c_i}}$, $\omega_i = \frac{c_i}{\mu_i}$, $\omega'_i = \frac{c_i}{\mu_{i+1}}$, $c_i = \eta^{i-1} \cdot c_1$, $\mu_i = \frac{\mu_1}{\alpha^{i-1}}$, $\eta \approx \alpha$. (4)

Асимптотическая логарифмическая амплитудно-частотная характеристика (ЛАЧХ) по ускорению такой системы представлена на рис. 9. На ЛАЧХ показаны области 1, 2 и 3 – снижение ускорения вследствие добавления 2-го, 3-го и N-го уровня подвески соответственно. Таким образом, чем больший частотный диапазон необходимо охватить системой подрессоривания, тем больше уровней должна иметь подвеска.

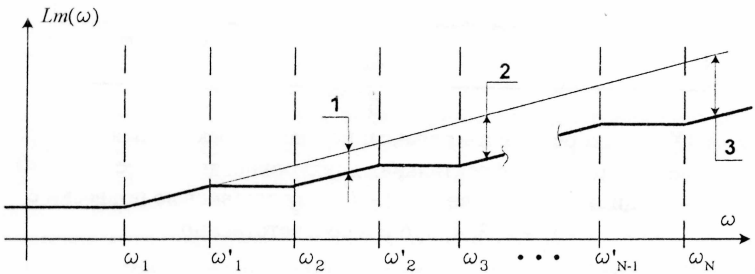


Рис. 9. ЛАЧХ многоуровневой подвески по ускорению

В результате метод синтеза многоуровневой системы подрессоривания выглядит следующим образом:

1. Задается собственная частота колебаний подрессориной массы ω_0. Для транспортных машин специального назначения ω_0 лежит в пределах от 0,8 до 2 Гц.

2. Определяется частота, до которой «работает» первый (основной) уровень системы подрессоривания: для сильно демпфированных систем $\omega_1 = (1...1,5)\cdot\omega_0$

3. Задается максимальная частота внешнего возмущения ω_N из условий движения машины и рассматриваемого частотного воздействия на экипаж и установленное оборудование.

4. Определяются соотношения жесткостей упругих элементов η и коэффициентов сопротивления амортизаторов α соседних уровней подвески при допущении, что $\eta=\alpha$ для различного числа уровней подвески N:

$$\eta = \left(\frac{\omega_N}{\omega_1}\right)^{\frac{1}{2(N-1)}}$$

5. Выбирается то минимальное число уровней, при котором η находится в диапазоне от 3 до 5.

6. Подбираются характеристики основного упругого и демпфирующего элементов (c_1 и μ_1) в резонансном режиме так, чтобы максимальные перемещения и ускорения находились на собственной частоте ω_0 и не превышали допустимые нормы. При этом характеристики остальных упругих и демпфирующих элементов (c_i и μ_i) определяются по формулам (4). Значения амплитуд перемещений определяются по формулам для «замкнутой» системы полагая, что высокочастотные участки АЧХ у «замкнутой» и «разомкнутой» систем практически совпадают. Амплитудные значения колебаний в «замкнутой» системе, через амплитуды и фазы колебаний в «разомкнутой» системе, определяются по известной формуле:

$$A_з(\omega) = \frac{A_р(\omega)}{\sqrt{A_р^2(\omega) + 2A_р(\omega)\cos\varphi_р(\omega) + 1}}.$$

Для многоуровневой подвески амплитудные значения перемещений и сдвиги фаз в «разомкнутой» системе определяются по формулам:

$$A_{(N)Zp}(\omega) = \frac{k}{\omega^2}\cdot\sqrt{\frac{\prod_{i=1}^{N}\left(1+\left(\frac{\omega}{\omega_i}\right)^2\right)}{\prod_{i=1}^{N-1}\left(1+\left(\frac{\omega}{\omega'_i}\right)^2\right)}},\quad \varphi_{(N)Zp}(\omega) = -\pi + \sum_{i=1}^{N}\operatorname{arctg}\left(\frac{\omega}{\omega_i}\right) - \sum_{i=1}^{N-1}\operatorname{arctg}\left(\frac{\omega}{\omega'_i}\right),$$

где k, ω_i, ω'_i, c_i, μ_i, из (4).

7. Контролируется непревышение ускорений допустимого уровня в «зарезонансной» области.

При исследовании многоопорных двухуровневых линейных систем был сделан вывод, что использование в системе подрессоривания ГМ релаксационной или фрактальной двухуровневой подвесок с $\mu_2=0$ дают один и тот же положительный результат: ускорения «тряски» с увеличением частоты

кинематического воздействия не возрастают. Но так как конструктивно добиться того, чтобы коэффициент сопротивления амортизатора, соответствующего упругому элементу высокой жесткости был равен нулю достаточно сложно, при проектировании двухуровневых подвесок ГМ необходимо стремиться его минимизировать.

В пятой главе представлена нелинейная математическая модель прямолинейного движения ДГМ.

Математическая модель прямолинейного движения ДГМ была создана на основе математической модели прямолинейного движения ГМ, разработанной на кафедре «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. В качестве прототипа была выбрана именно эта модель, так как в ней передвижение ГМ осуществляется за счет моделирования перематывания гусениц, а не принудительным заданием скорости корпуса, и вследствие этого не только более адекватно представляется движение по неровностям, но и моделируется трогание машины, разгон, торможение, процессы буксования и юза с учетом характеристик гусеницы и сцепных свойств грунта.

Главные изменения, внесенные автором в исходную модель, это подмодель узла сочленения ДГМ с возможностью управления углом складывания в вертикальной плоскости и подмодели многоуровневых и связанных систем подрессоривания.

Дифференциальные уравнения движения ДГМ получены на основе общего уравнения динамики (уравнение Даламбера-Лагранжа). Чтобы избежать громоздкости уравнений движения ДГМ, для описания совместной динамики секций, жесткая кинематическая связь между ними была заменена на силовую, что позволило использовать разные системы дифференциальных уравнений для различных секций в общем процессе моделирования динамики ДГМ на ЭВМ. При этом в узле сочленения со стороны первой секции на вторую действует равнодействующая сил реакций и суммарный реактивный момент отброшенной связи, пропорциональные разнице, соответственно, координат точки соединения секций и углов ориентации секций в пространстве, вычисленных с использованием различных уравнений динамики для двух секций (рис. 10). Такие же, но направленные противоположно, силовые факторы будут действовать со стороны второй секции на первую. Правильный выбор коэффициентов пропорциональности позволяет в ходе моделирования свести к достаточному для практических расчетов минимуму величины рассогласования положений секций ДГМ в пространстве. Такой подход позволяет моделировать секции ДГМ в различных подвижных системах координат (ПСК).

Таким образом, для описания положения ДГМ в пространстве была выбрана правая декартовая неподвижная относительно опорного основания система координат и две ПСК, связанные с центрами масс секций ДГМ

(рис. 11). В процессе моделирования определяются координаты центров масс и углы ориентации секций в неподвижной системе координат (НСК), а по их значениям вычисляются реакции и моменты в узле сочленения в проекциях на оси НСК. Пересчет полученных реакций в ПСК секций проводится с использованием направляющих косинусов.

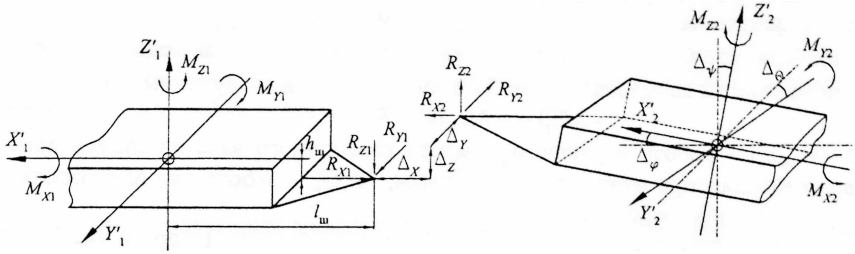


Рис. 10. Определения реакций в узле сочленения ДГМ

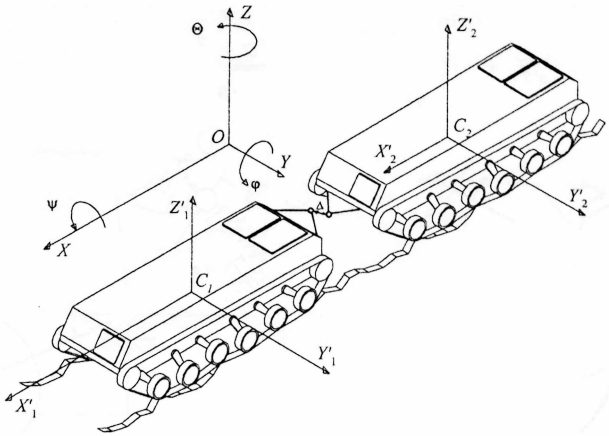


Рис. 11. Положение ДГМ в пространстве

В итоге, воздействия одной секции ДГМ на другую войдут в дифференциальное уравнение движения секции в виде двух сил $-(R_X - R_Z \cdot \varphi)$ и $-(R_X \cdot \varphi + R_Z)$, действующих по обобщенным координатам x и z соответственно, и трех моментов $-M_Y$, $-(R_X - R_Z \cdot \varphi) \cdot h_ш$ и $-(R_X \cdot \varphi + R_Z) \cdot l_ш$, действующих по обобщенной координате φ.

Демпфирующие свойства гидроцилиндра вертикального складывания секций ДГМ могут быть учтены в модели в виде реактивного момента:

$$M_Y = \mu_\varphi \cdot \dot{\Delta}_\varphi ,$$

где μ_φ - коэффициент сопротивления гидроцилиндра вертикального складывания, приведенный к взаимному угловому перемещению секций, $\dot{\Delta}_\varphi$ - скорость взаимного углового перемещения секций в вертикальной плоскости.

При управлении углом складывания секций в модель вводится активный момент M_γ, значение которого зависит от закона воздействия в узле сочленения ДГМ.

При представлении подвески в математической модели секции ДГМ могут быть различные варианты.

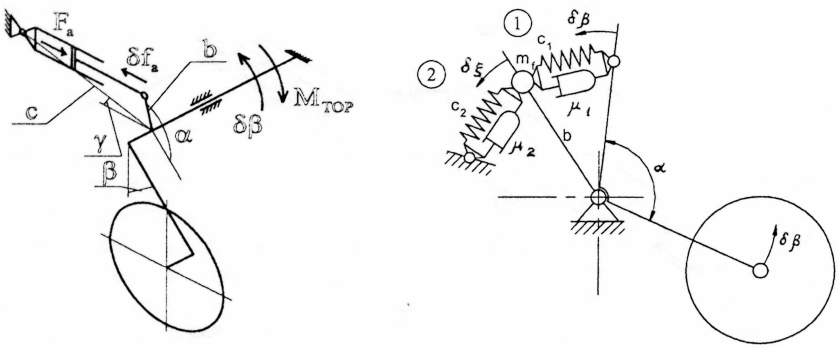
Элементарные работы моментов от упругих и демпфирующих сил в случае одноуровневой подвески с торсионным упругим и телескопическим демпфирующим элементами (рис. 12 а) определяются следующим образом:

$$-M\delta\beta = -M_{\text{тор}}\delta\beta - F_a\delta f_a$$

где $-M_{\text{тор}}\delta\beta$ – работа крутящего момента торсионного вала на элементарном повороте балансира относительно корпуса; $-F_a\delta f_a$ – работа сил амортизатора на элементарном ходе штока.

С использованием уравнения связи хода штока и поворота балансира получим элементарную работу момента силы F_a на элементарном перемещении балансира относительно точки крепления его в корпусе:

$$-F_a\delta f_a = -F_a\frac{c\cdot b\cdot\cos(\alpha+\beta+\gamma)}{\sqrt{c^2+b^2-2\cdot c\cdot b\cdot\sin(\alpha+\beta+\gamma)}}\delta\beta.$$



а) б)

Рис. 12. Расчетные схемы подвески: а – одноуровневая торсионная с телескопическим амортизатором; б – двухуровневая фрактальная

При моделировании фрактальной двухуровневой подвески с нелинейными характеристиками сложность представляет нахождение сил, действующих на невесомую пластину, соединяющую фрактальные элементы (рис. 6 г). Чтобы ускорить вычислительный процесс, в модели принято допущение, что вместо невесомой пластины фрактальные элементы соединяются промежуточной массой m_f малой величины (рис. 12, б). Это не оказывает влияния на динамику системы, но позволяет эффективно решать систему дифференциальных уравнений в одном процессе интегрирования, вместо решения системы нелинейных уравнений.

Элементарные работы упругих и демпфирующих сил фрактальной двухуровневой подвески, в случае использования в качестве направляющих элементов балансиров, представлены в виде элементарных работ моментов M_{1i} и M_{2i} приведенных к осям крепления балансиров.

В случае связанной системы подрессоривания по упругим элементам одного уровня подвески, момент, создаваемый связанными между собой упругими элементами, приведенный к точке крепления балансира j-го катка в корпус, будет определяться как функция от среднего поворота балансиров всех связанных между собой подвесок:

$$M_j = M_j\left(\sum_{j=1}^{N_{сп}} \beta_j \Big/ N_{сп}\right),$$

где $N_{сп}$ – число связанных между собой подвесок. Для всех связанных между собой подвесок, работающих в пределах полного хода, данный момент будет одинаковым. При моделировании взаимодействия балансира с ограничителями хода подвеска рассматривается как независимая.

На рисунке 13 представлена расчетная схема секции ДГМ.

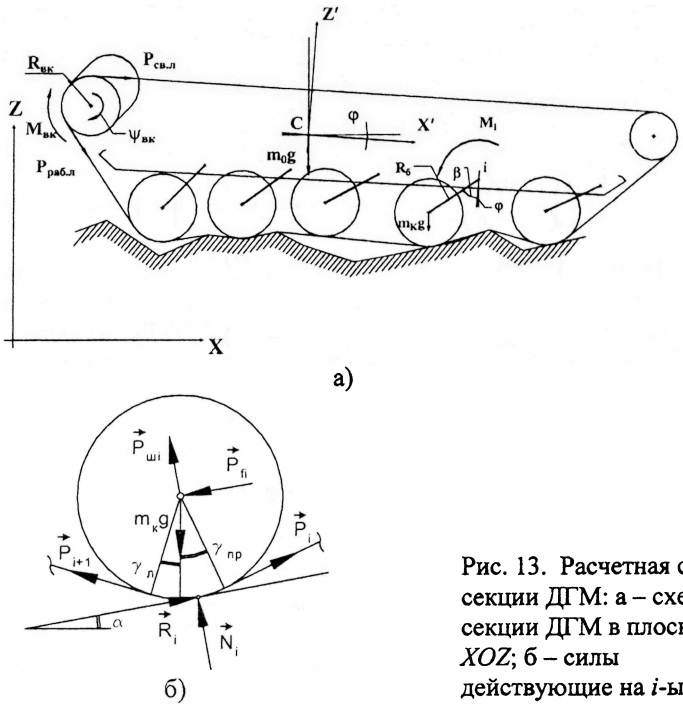


Рис. 13. Расчетная схема секции ДГМ: а – схема секции ДГМ в плоскости XOZ; б – силы действующие на i-ый каток

Система дифференциальных уравнений прямолинейного движения секции ДГМ имеет следующий вид:

$$m_0\ddot{x}_c = -\sum_i P_{шi}\sin\alpha_i - \sum_i P_{fi}\cos\alpha_i - R_X\cos\varphi + R_Z\sin\varphi -$$

$$-\sum_i \begin{bmatrix} K_{1i}\left\{P_i(1-\cos(\gamma_{iпр}-\alpha_{iпр}))\cos\alpha_{iпр} - P_{i+1}(1-\cos(\gamma_{iл}+\alpha_{iл}))\cos\alpha_{iл}\right\} + \\ +K_{2i}\left\{-P_i\cos\gamma_{iпр} + P_{i+1}\cos\gamma_{iл}\right\} \end{bmatrix};$$

$$m_0\ddot{z}_c = -m_0 g + \sum_i P_{шi}\cos\alpha_i - \sum_i P_{fi}\sin\alpha_i - R_Z\cos\varphi - R_X\sin\varphi -$$

$$-\sum_i \begin{bmatrix} K_{1i}\left\{P_i(1-\cos(\gamma_{iпр}-\alpha_{iпр}))\sin\alpha_{iпр} - P_{i+1}(1-\cos(\gamma_{iл}+\alpha_{iл}))\sin\alpha_{iл}\right\} + \\ +K_{2i}\left\{-P_i\sin\gamma_{iпр} - P_{i+1}\sin\gamma_{iл}\right\} \end{bmatrix};$$

$$I_\psi\ddot{\psi} = \sum_i P_{шi}y'_i\cos\alpha_i - \sum_i P_{fi}y'_i\sin\alpha_i -$$

$$-\sum_i \begin{bmatrix} K_{1i}\left\{P_i(1-\cos(\gamma_{iпр}-\alpha_{iпр}))y'_i\sin\alpha_{iпр} - P_{i+1}(1-\cos(\gamma_{iл}+\alpha_{iл}))y'_i\sin\alpha_{iл}\right\} + \\ +K_{2i}\left\{-P_i y'_i\sin\gamma_{iпр} - P_{i+1}y'_i\sin\gamma_{iл}\right\} \end{bmatrix};$$

$$I_т\ddot{\psi}_{вк} = (P_{св.л} - P_{раб.л} + P_{св.пр} - P_{раб.пр})R_{вк} + M_т;$$

$$I_\varphi\ddot{\varphi} = -\sum_i P_{шi}(z'_i\sin(\alpha_i+\varphi) + x'_i\cos(\alpha_i+\varphi) - R_б\sin(\beta_i+\alpha_i+\varphi)) -$$

$$-\sum_i P_{fi}(z'_i\cos(\alpha_i+\varphi) - x'_i\sin(\alpha_i+\varphi) - R_б\cos(\beta_i+\alpha_i+\varphi)) -$$

$$-(R_X\cos\varphi - R_Z\sin\varphi)h_ш - (R_Z\cos\varphi + R_X\sin\varphi)l_ш - M_Y -$$

$$-\sum_i \begin{bmatrix} K_{1i}\begin{Bmatrix} P_i(1-\cos(\gamma_i-\alpha_{iпр}))\cdot(z'_i\cos(\alpha_{iпр}+\varphi) - \\ -x'_i\sin(\alpha_{iпр}+\varphi) - R_б\cos(\beta_i+\alpha_{iпр}+\varphi)) - \\ -P_{i+1}(1-\cos(\gamma_{iл}+\alpha_{iл}))\cdot(z'_i\cos(\alpha_{iл}+\varphi) - \\ -x'_i\sin(\alpha_{iл}+\varphi) - R_б\cos(\beta_i+\alpha_{iл}+\varphi)) \end{Bmatrix} + \\ +K_{2i}\begin{Bmatrix} -P_i(z'_i\cos(\gamma_{iпр}+\varphi) - x'_i\sin(\gamma_{iпр}+\varphi) - \\ -R_б\cos(\beta_i+\gamma_{iпр}+\varphi)) + \\ +P_{i+1}(z'_i\cos(\varphi-\gamma_{iл}) - x'_i\sin(\varphi-\gamma_{iл}) - \\ -R_Б\cos(\beta_i-\gamma_{iл}+\varphi)) \end{Bmatrix} \end{bmatrix};$$

$$m_к R_б^2\ddot{\beta}_i = -m_к g R_б\sin(\beta_i+\varphi) - M_{1i} + P_{шi}R_б\sin(\beta_i+\varphi+\alpha_i) +$$

$$+P_{fi}R_б\cos(\beta_i+\varphi+\alpha_i) -$$

$$-K_{1i}\begin{Bmatrix} -P_i(1-\cos(\gamma_{iпр}-\alpha_{iпр}))R_б\cos(\beta_i+\alpha_{iпр}+\varphi) + \\ +P_{i+1}(1-\cos(\gamma_{iл}+\alpha_{iл}))R_б\cos(\beta_i+\alpha_{iл}+\varphi) \end{Bmatrix} +$$

$$+K_{2i}\left\{-P_i R_б\cos(\beta_i+\gamma_{iпр}+\varphi) + P_{i+1}R_б\cos(\beta_i-\gamma_{iл}+\varphi)\right\}$$

$$-m_к R_б\{-\ddot{x}_c\cos(\beta_i+\varphi) + x'_j[\dot{\varphi}^2\cos\beta_i - \ddot{\varphi}\sin\beta_i] +$$

$$+y'_i\ddot{\psi}\sin(\beta_i+\varphi) +$$

$$+z'_j[-\dot{\varphi}^2\sin\beta_i - \ddot{\varphi}\cos\beta_i + \ddot{\psi}\psi\sin\beta_i] + \ddot{z}_c\sin(\beta_j+\varphi)\},$$

$$m_f b^2\ddot{\xi}_i = M_{1i} - M_{2i}; \qquad i = 1,\ldots,N_к.$$

где ψ - угол крена, соответствующий поперечно-угловым колебаниям секции ДГМ. Остальные элементы, входящие в систему указаны на рисунке 13. Суммирование в системе ведется по всем каткам, ведущим и направляющим колесам. При этом если каток, ведущее или направляющее колесо находятся на грунте: K_1=1, K_2=0; если в отрыве от грунта K_1=0, K_2=1.

Оценка на адекватность и точность математической модели была проведена путем сравнительного анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований, которые проводились совместно с 21 НИИИ МО РФ на его испытательной базе. В качестве объекта испытаний использовался двухзвенный гусеничный транспортер ДТ-10П (в снаряженном состоянии) производства ОАО «МК-Витязь» (рис. 14).

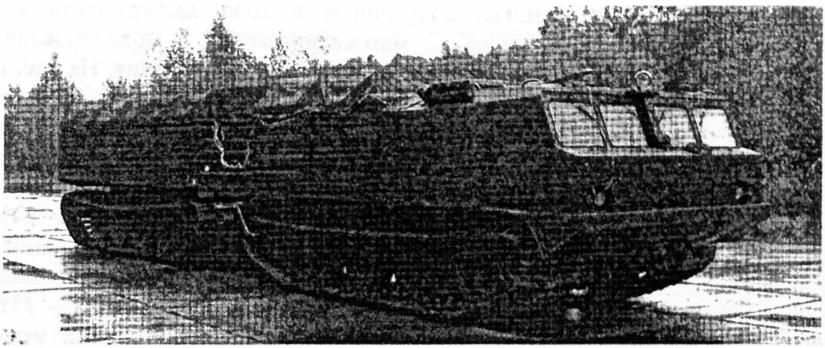


Рис. 14. Двухзвенный гусеничный транспортер ДТ-10П с установленной измерительной аппаратурой

Машина оборудована магнитными датчиками наклона МДН 35/35 для измерения продольных углов наклона первого и второго звеньев, датчиками угловой скорости ДУС-2 для измерения скорость продольно-угловых колебаний первого и второго звеньев, акселерометрами 3ДВ3-520 для измерения вертикальных ускорений на месте механика-водителя и в центрах масс первого и второго звеньев, датчиком – измерителем крутящего момента и частоты вращения ИМКТ1 для измерения частоты вращения направляющего колеса с целью определения скорости движения машины. Для записи и обработки исследуемых параметров использовалась бортовая регистрирующая управляющая система (БРУС № 001) в сочетании с программным комплексом UltraLogik и ACTest-Pro.

Заезды проводились на четырех участках периодического профиля с длинной неровностей 8, 5, 4 и 3 м и высотой неровностей 0,15, 0,08, 0,07 и 0,07 м соответственно. При заездах водитель пытался поддерживать постоянную скорость движения 15, 20, 25 и 30 км/ч. Реальная скорость определялась по формуле: $V=3{,}6\cdot\omega_{нк}\cdot R_{нк}/2\pi$, где $\omega_{нк}$ – частота вращения направляющего колеса, $R_{нк}$ – радиус направляющего колеса. $R_{нк}$ = 0,25м.

Первая серия испытаний проводилась на ДТ-10П при работе гидроцилиндров вертикального складывания (ГЦВС) в режиме штатного демпфирования, а вторая с заблокированными ГЦВС.

Полученные в ходе экспериментальных исследований данные для выделения первой гармоники реализации фильтровались и подвергались экспрес-обработке методом максимумов для определения максимальных величин параметров плавности хода ДГМ, таких как размахи и скорости продольно-угловых колебаний секций, размахи и скорости углов складывания секций в вертикальной плоскости, вертикальные ускорения на месте механика-водителя и в центрах тяжести секций.

Такие же «заезды» моделировались в разработанной имитационной математической модели. Данные, полученные в ходе эксперимента и с использованием имитационного математического моделирования, сравнивались между собой, и определялся процент их расхождения. На рис. 15 представлен пример сравнения экспериментальных и расчетных данных.

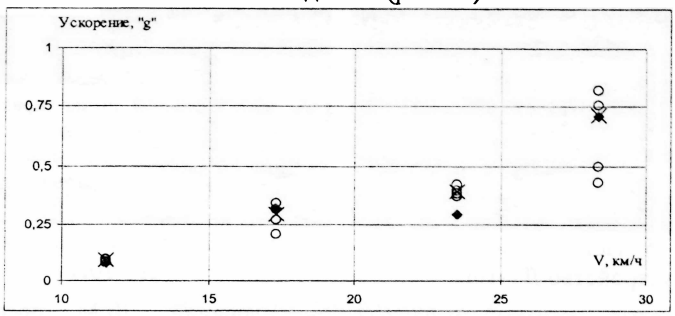
Относительное расхождение результатов на совокупности условий для ДГМ с разблокированным узлом сочленения не превосходит: по максимальным вертикальным ускорениям на месте механика-водителя – 16%, в центре тяжести первой секции – 16%, в центре тяжести второй секции – 24%; по максимальным скоростям продольно-угловых колебаний первой секции – 20%, второй секции – 19%, углового складывания секций – 20%; по размахам продольно-угловых колебаний первой секции – 23%, второй секции – 23%, углового складывания секций – 21%; для ДГМ с заблокированным узлом сочленения не превосходит: по максимальным вертикальным ускорениям на месте механика-водителя – 20%, в центре тяжести первой секции – 15%, в центре тяжести второй секции – 22%, по максимальным скоростям продольно-угловых колебаний – 15%, по размахам продольно-угловых колебаний – 25%.

Результаты математического моделирования при движении ДГМ по участкам с гармоническим профилем согласуются с экспериментальными данными во всем скоростном диапазоне исследований с точностью, приемлемой для оценки качества систем подрессоривания ДГМ при прямолинейном движении по неровностям.

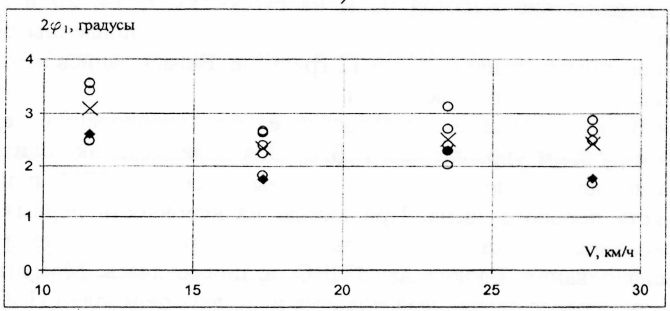
Шестая глава посвящена определению закона управления углом складывания секций ДГМ с целью повышения плавности хода при движении по неровностям местности.

В первом разделе главы представлено экспериментальное исследование, проведенное совместно с 21 НИИИ МО РФ, с целью выявления влияния угла вертикального складывания секций на плавность хода ДГМ при преодолении единичных препятствий. В качестве объекта исследований использовался двухзвенный гусеничный транспортер ДТ-10П.

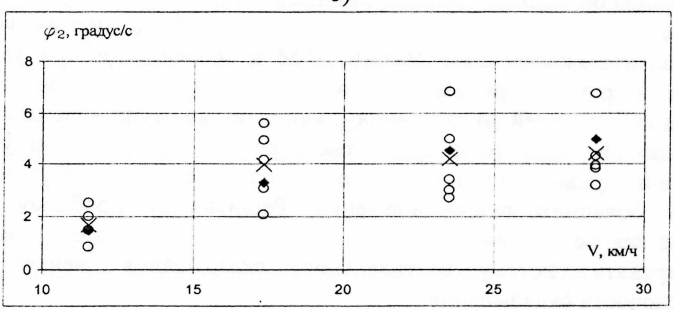
Складывание звеньев ДГМ производится с помощью ГЦВС поворотно-сцепного устройства (рис. 16). Управление ГЦВС ДТ-10П и их блокировка осуществлялась с места механика-водителя (рис. 17).



а)



б)



в)

Рис. 15. Параметры колебаний ДТ-10П при движении по трассе a=8м, h=0,15м, ГЦВС разблокированные: а – ускорения на месте водителя; б – размахи продольно-угловых колебаний первой секции; в – скорости продольно-угловых колебаний второй секции; ○ - эксперимент; x – средние значения эксперимента; ♦ - математическая модель

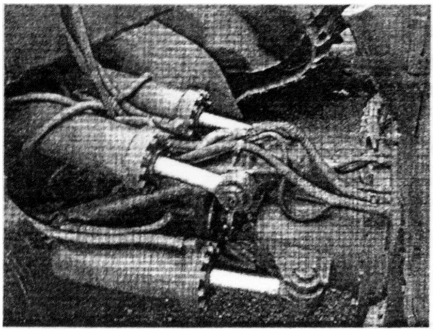


Рис. 16. Поворотно-сцепное устройство ДТ-10П

Рис. 17. Место механика-водителя ДТ-10П

Во время экспериментальных исследований, ДГМ преодолевала единичное препятствие высотой 0,2 м на скоростях 7, 14, 20 и 25 км/ч с различными углами складывания секций, установленными перед прохождением препятствия: 0, 4, 8 и 12 градусов. Велась запись вертикальных ускорений на месте механика-водителя.

Далее было проведено исследование по преодолению единичной неровности с ручным управлением ГЦВС. Опытный механик-водитель перед въездом на неровность принудительно складывал секции ДГМ, приподнимая носовую часть перового звена. При въезде на неровность первых опорных катков первого звена механик-водитель переводил рычаг управления ГЦВС в режим демпфирования. Блокировка ГЦВС не применялась. Момент подъема носовой части первого звена, угол подъема и момент перевода ГЦВС в режим демпфирования определялись экспериментально.

В ходе экспериментальных исследований было установлено, что предварительное складывание секций ДГМ в особенности при управлении водителем в ручном режиме позволит снизить уровень максимальных вертикальных ускорений по сравнению со «штатным» неуправляемым режимом движения до 50 %. В тоже время такой режим повышает нагруженность водителя при управлении машиной, что приводит к его быстрой утомляемости и требует большого опыта вождения. Решить эту проблему позволит автоматическая система складывания звеньев. При этом необходимо модернизировать систему вертикального складывания звеньев ДТ-10П, повышая скорости складывания.

Для определения закона управления складывания звеньев было исследовано влияние гармонического воздействия в узле сочленения на плавность хода ДГМ.

Расчетная схема ДГМ представлена на рис. 18. Так как подвеска секций ДГМ является полностью связанной по упругим элементам, то сила со стороны

подвески секции будет одна и приложенная к центру тяжести секции (при симметричной подвеске).

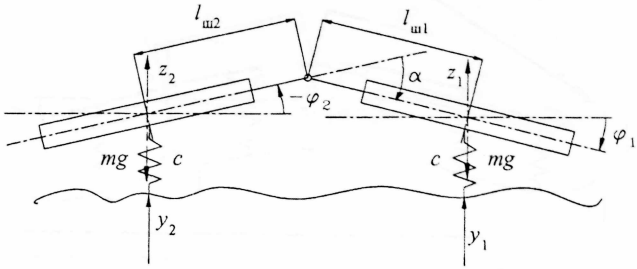


Рис. 18. Расчетная схема ДГМ

Воздействия на систему y_1 и y_2, а также кинематическое воздействие в узде сочленения α происходят по гармоническому закону:

$$y_1 = y_m \sin(\omega t + \psi_{y1}) \qquad y_2 = y_m \sin(\omega t + \psi_{y2}) \qquad \alpha = \alpha_m \sin(\omega t + \psi_\alpha)$$

Если $\psi_{y1}=0$, $\psi_{y2}=\psi_y$, то есть воздействие y_2 имеет сдвиг по фазе ψ_y относительно y_1, тогда амплитуды угловых колебаний секций станут равны между собой при $\psi_\alpha = \frac{\psi_y}{2} + 2\pi n$ где n=0, 1, 2,…

В этом случае ДГМ будет двигаться, огибая неровности местности с минимальными амплитудами продольно-угловых колебаний обоих секций.

Полученный закон управления углом складывания секций был реализован в разработанной имитационной математической модели движения ДГМ и дал положительный результат. Высота «проходной» неровности на трассах с периодическими неровностями возросла на 30%. При этом частота, амплитуда и фаза воздействий на секции ДГМ со стороны дороги, а также параметры воздействия в узле сочленения, определялись непосредственно по высотам и длинам неровностей и скорости машины, заранее известным в математической модели. Непосредственно эти величины во время движения ДГМ определить невозможно. Поэтому был разработан закон управления углом складывания секций, эквивалентный полученному закону, но использующий параметры колебаний, которые можно измерить в ходе движения ДГМ по неровностям местности.

В ходе имитационного математического моделирования было установлено, что при использовании выше описанного закона шарнир узла сочленения, перемещаясь в вертикальной плоскости, повторяет профиль грунта, находящегося под ним. Поэтому, новый закон управления углом складывания секций должен обеспечить движение ДГМ таким образом, чтобы шарнир узла сочленения также перемещался эквидистантно неровностям, то есть огибал их (рис. 19).

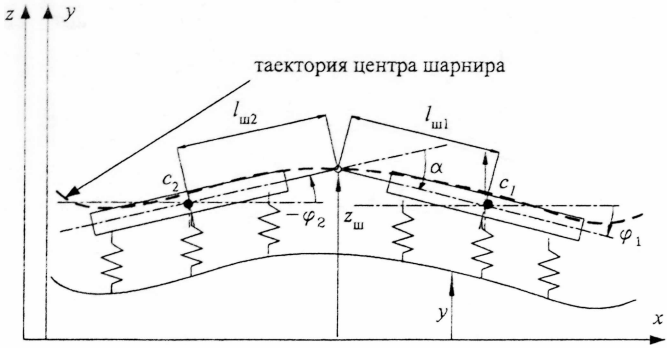


Рис. 19. Схема движения ДГМ

Управление углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости заключается в том, чтобы во время движения ДГМ по неровностям шарнир узла сочленения повторял усредненные высоты неровностей под опорными катками секций, то есть машина огибала неровности. Доказано, что в каждый момент времени угол складывания секций в вертикальной плоскости должен определяться по среднему отклонению ходов катков двух секций ДГМ от статического положения:

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^{n} f_{1i} + \sum_{i=1}^{n} f_{2i} - \sum_{i=1}^{n} f_{ст1i} - \sum_{i=1}^{n} f_{ст2i}}{n l_ш}.$$

Седьмая глава посвящена оценки эффективности разработанного закона управления углом складывания секций ДГМ.

Связанная двухуровневая система подрессоривания перспективной ДГМ была создана с использованием двухуровневой ПГР (рис. 1 б). Для определения параметров таких подвесок проведен расчет характеристик двухуровневой связанной системы подрессоривания ДГМ, использующий имитационное моделирование на ЭВМ и обобщающий ранее доказанные положения.

Таким образом, были получены характеристик системы подрессоривания перспективной ДГМ (полная масса 60т, удельная мощность 30 л.с./т, средняя скорость по тяге 60км/ч), и проведена оценка ее быстроходности. ДГМ со связанной двухуровневой системой подрессоривания и управлением в узле сочленения сравнивалась с ДГМ с независимой двухуровневой системой подрессоривания без управления.

С использованием имитационного моделирования для характерных длин неровностей кратным базе секции L, расстоянию между центрами тяжести секций L_1 и базе всей ДГМ целиком L_2 построены скоростные характеристики по ускорениям на месте механика-водителя 3,5g (рис. 20).

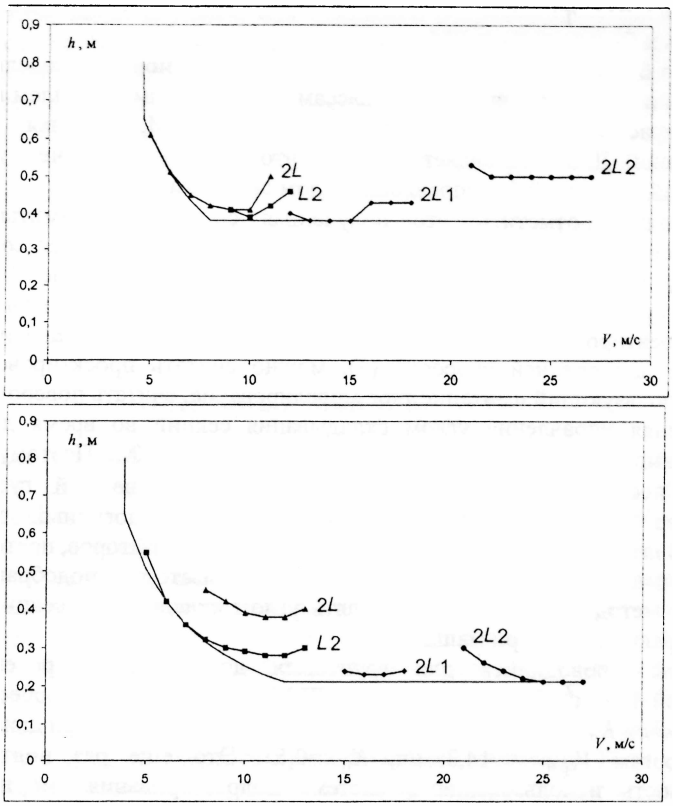


Рис. 20. Скоростная характеристика по ускорению 3,5*g* на месте механика-водителя: а – ДГМ с двухуровневой связанной системой подрессоривания и управлением углом складывания секций; б – ДГМ с двухуровневой независимой системой подрессоривания

По ранее изложенной методике (зависимость (3)) были определены средние скорости прямолинейного движения, ограниченные по системе подрессоривания и коэффициенты качества системы подрессоривания. В расчетах принималось, что функция распределения высот неровностей соответствует трассе с дисперсией высот неровностей 534см^2. Такие трассы характерны для движения длиннобазных колесных и гусеничных машин, в том числе и ДГМ. Расчет показал, что ДГМ со связанной системой подрессоривания и управлением углом складывания секций обеспечивает среднюю скорость 50км/ч при той же удельной мощности, что у современных танков. Полученная скорость на 75% выше скорости ДГМ с независимой подвеской без управления ($V_{ср.п}$ =28,3км/ч). При этом коэффициент качества

системы подрессоривания составляет 0,84, что соответствует уровню современных быстроходных ГМ.

Оценка быстроходности с использованием имитационного моделирования прямолинейного движения ДГМ по трассам со случайным профилем показала, что на трассе, характерной для движения ДГМ, средняя скорость перспективной ДГМ составляет 44,3кч/ч, что на 55% выше, чем у ДГМ с независимой подвеской без управления углом складывания.

Необходимо отметить, что полученная с помощью имитационного моделирования средняя скорость в данных условиях согласуется со средней скоростью, полученной аналитическим методом (расхождение 10%), что говорит о пригодности обоих методов для оценки быстроходности ДГМ на этапе проектирования. Первый метод, использующий аналитическое выражение для средней скорости (3), можно считать проектировочным, а второй, использующий имитационное моделирование, считать поверочным.

Применяя управление углом складывания секций во время движения, можно повышать быстроходность и существующих ДГМ. Поэтому вторым объектом исследования в данной работе был двухзвенный гусеничный транспортер семейства «Вездесущий» ДТ-30ПМ, аналогичный по массе первому. В штатной подвеске ДТ-30ПМ не имеет амортизаторов, поэтому было решено сначала в подвеску установить амортизаторы, подобрав их по известным методикам, а затем управлять углом складывания секций. Таким образом, сравнивались три машины.

Расчеты проводились для грунтовых дорог с дисперсией высот неровностей 132см^2. Они показали, что ДГМ с амортизаторами обеспечивает $V_{ср.п}$ =33 км/ч и $K_п$ =1,23. В штатной системе подрессоривания при движении по таким дорогам $V_{ср.п}$ = 14,3км/ч, $K_п$ =0,53. Это еще раз подтверждает необходимость использования в системе подрессоривания амортизаторов. Управление углом складывания повысило $V_{ср.п}$ до 38,7км/ч, (еще на 17%) довело $K_п$ до 1,44. Это говорит о том, что с данной системой подрессоривания можно повышать мощность силовой установки примерно в полтора раза.

Проведенная оценка мощности, требующейся для складывания секций ДТ-30ПМ, показала, что максимальная мощность находится в пределах 130кВт, а средняя по времени не превышает 30кВт. То есть элементы гидросистемы вертикального складывания ДТ-30ПМ необходимо рассчитывать на кратковременную максимальную мощность порядка 130 кВт, а мощность, потребляемая данной системой в длительном режиме работы, будет не более 30 кВт.

В заключение работы отмечается следующее. Проведенные исследования показали, что перспективная боевая ГМ должна быть двухзвенной со связанной двухуровневой системой подрессоривания секций и демпфирующими элементами на всех катках. Методы выбора характеристик таких подвесок предложены в данной работе.

При этом высокие показатели плавности хода и быстроходности будут достигаться за счет управления углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости. Закон управления углом складывания и методы оценки быстроходности ДГМ обоснованы в данной работе.

Оценка быстроходности и выбор характеристик систем подрессоривания ДГМ на этапе проектирования осуществляются с использованием имитационного математического моделирования. Модель прямолинейного движения ДГМ по неровностям местности в статистически заданных дорожных условиях разработана.

Таким образом, в работе решена научная проблема повышения подвижности ДГМ путем использования комплексной системы подрессоривания.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Получена новая аналитическая зависимость для определения средней скорости прямолинейного движения ГМ при ограничениях по системе подрессоривания, особенностью которой является учет гиперболического участка скоростной характеристики. Доказано, что использование формулы позволяет получить более достоверную оценку средней скорости ГМ (расхождение с экспериментальными данными в среднем снизилось с 23% до 9%), что особенно важно при определении нагруженности и долговечности элементов подвески. Кроме того, значения коэффициента качества системы подрессоривания, вычисленного по уточненной формуле, позволяют судить о необходимости увеличения мощности двигателя для повышения средней скорости прямолинейного движения. Если $K_п < 1$, то увеличивать мощность двигателя смысла не имеет, если $K_п > 1$ – увеличение мощности двигателя позволит повысить $V_{ср}$ при той же системе подрессоривания.
2. Разработан метод синтеза многоуровневых неуправляемых систем подрессоривания транспортных машин, позволяющий обоснованно выбирать характеристики подвесок. Особенностью метода является выбор числа уровней подвески и соотношения жесткостей соседних уровней исходя из частотного диапазона работы подвески. Установлено, что соотношение жесткостей упругих элементов двухуровневой системы подрессоривания должно находиться в пределах от 3 до 5. При охвате частотного диапазона, характерного для быстроходных ГМ, 0-25 Гц соотношение жесткостей двухуровневой подвески должно быть 4,5. При этом требуемые показатели плавности хода обеспечиваются как в резонансном, так и в «зарезонансном» режимах. Расширение частотного диапазона более 35 Гц требует применения трехуровневой подвески.
3. Разработана новая математическая модель прямолинейного движения ДГМ с различными типами систем подрессоривания секций, позволяющая

управлять углом складывания секций в вертикальной плоскости. В модели учитывается неудерживающий и неголономный характер связей, наложенных на машину, что дает возможность моделировать поведение объекта при наличии юза и буксования, с учетом нелинейных характеристик подвески, движителя, силовой установки и грунта. Установлено, что результаты расчетов при моделировании движения по участкам с гармоническим профилем, согласуются с экспериментальными данными во всем скоростном диапазоне исследований с точностью, приемлемой для оценки качества системы подрессоривания ДГМ. Относительное расхождение результатов на совокупности условий не превосходит: по максимальным вертикальным ускорениям – 24%, по максимальным скоростям продольно-угловых колебаний – 20%, по размахам продольно-угловых колебаний – 25%. Таким образом, модель адекватна объекту в широком диапазоне внешних возмущений и пригодна для оценки качества систем подрессоривания ДГМ.

4. Получен и реализован в математической модели закон управления углом складывания секций ДГМ в вертикальной плоскости при движении по неровностям местности, в основе которого используется принцип огибания неровностей. Закон определяет текущий угол складывания по средним отклонениям ходов катков двух секций ДГМ от статического положения. В ходе теоретических исследований установлено, что применение данного закона управления и связанной системы подрессоривания позволяет повысить среднюю скорость прямолинейного движения, с ограничением по плавности хода, более чем на 55% (с 28 до 44 км/ч).

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Сарач Е.Б. Определение соотношения жесткостей упругих элементов фрактальной двухуровневой системы подрессоривания быстроходной гусеничной машины // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2010. – № 1. – С. 102-108.
2. Сарач Е.Б. Методы преобразования статистических данных микропрофиля пути // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2010. – № 2. – С. 53-56.
3. Сарач Е.Б. Синтез многоуровневых систем подрессоривания военных гусеничных машин // Оборонная техника. – 2010. – № 1-2. – С. 55-60.
4. Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Влияние гармонического воздействия в узле сочленения на плавность хода двухзвенной гусеничной машины // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. – Спец. выпуск. – С. 136-144.

5. Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Метод синтеза многоуровневых систем подрессоривания быстроходных гусеничных машин // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 24-29.
6. Сарач Е.Б., Золотарев С.А. Повышение быстроходности сочлененных гусеничных машин в условиях антитеррористических операций // Вопросы оборонной техники. Серия 16. – 2009. – Вып. 5-6. – С. 48 – 52.
7. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Сухоруков А.В. Повышение плавности хода транспортных машин путем использования системы подрессоривания с «нецелым числом степеней свободы» // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2002. – № 7. – С. 40 – 45.
8. Сарач Е.Б., Золотарев С.А., Котиев Г.О. Экспериментальные исследования влияния угла складывания секций в вертикальной плоскости на плавность хода двухзвенной гусеничной машины при преодолении единичных препятствий // Мир транспорта. - 2009. - № 4. - С. 30-35.
9. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении / Е.Б. Сарач [и др.] // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение . – 2008. – № 2. – С. 76-96.
10. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин: Учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. – 40с.
11. Сарач Е.Б. Повышение быстроходности транспортных машин за счет использования системы подрессоривания с «нецелым числом степеней свободы» // Сборник трудов кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2003. – С. 53.
12. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. Повышение подвижности двухзвенной гусеничной машины управлением углом складывания секций в вертикальной плоскости во время движения [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание», 2010 выпуск 1 №0420900025\0006 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/113356.html, свободный.
13. Золотарёв С.А., Сарач Е.Б. Повышение плавности хода двухзвенных гусеничных машин управлением углом вертикального складывания звеньев // Научно-технический сборник / 21 НИИИ МО РФ (Бронницы) – 2010. –№ 1.– С. 29 - 33.
14. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Метод выбора характеристик системы подрессоривания с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технические машины и комплексы / Под ред. Ю.В. Гуляева. – Москва – Н. Новгород: НГТУ, 2003.- Т. 5 – С.60-67.
15. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Сухоруков А.В. Управление двухуровневыми амортизаторами транспортной гусеничной машины для повышения

быстроходности // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технические машины и комплексы / Под ред. Ю.В. Гуляева. – Москва – Н. Новгород: НГТУ, 2003. - Т. 5 – С.68-76.
16. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Смирнов А.А. Динамика пневмогидравлических устройств систем подрессоривания гусеничных машин // Материалы научно-технической конференции молодых специалистов, посвященной 75-летию НАТИ. – М., 2001. – С. 67, 68.
17. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Определение характеристик систем подрессоривания транспортных гусеничных машин с «нецелым числом степеней свободы» // Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 30-летию кафедры строительных и дорожных машин НГТУ. – Н.Новгород, 2002. – С. 279, 280.
18. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Пажин А.А. Применение фрактальной системы подрессоривания в шасси колесной машины // Броня – 2004: Материалы II межрегиональной научно-технической конференции. – Омск, 2004. – С. 72 – 77.
19. Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Прогнозирование быстроходности многоцелевых машин методами имитационного моделирования // Образование через науку: Тезисы докладов Международной конференции. – М., 2005. – С.637.
20. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Пути совершенствования ходовых систем боевых двухзвенных гусеничных машин // Авто-НН-2009: Тезисы докладов Всероссийской молодежной научно-технической конференции. – Н.Новгород, 2009. – С. 75 – 77.