

Перспективы развития системы поддрессоривания быстроходных гусеничных машин

© Е.Б. Сарач¹, Г.О. Котиев¹, И.А. Смирнов²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

²Московское высшее командное училище (Военный институт),
Москва, 109380, Россия

Предложены перспективы развития систем поддрессоривания гусеничных машин для повышения быстроходности. Представлены современные методы определения характеристик традиционных подвесок. Показана возможность дальнейшего повышения быстроходности при использовании нетрадиционных систем поддрессоривания (управляемых, многоуровневых и связанных подвесок), а также путем управления углом складывания секций двухзвенных гусеничных машин.

Ключевые слова: гусеничная машина, быстроходность, плавность хода, система поддрессоривания, подвеска.

Стремление повысить эффективность гусеничной техники гражданского и военного назначения заставляет обращать внимание разработчиков на такой аспект, как увеличение средней скорости движения машин.

Как известно, максимальная скорость движения машины является ограниченной и определяется условиями движения и техническими характеристиками быстроходной гусеничной машины (БГМ). Ограничения, зависящие главным образом от дорожных условий, подразделяют на две группы: ограничения по силе тяги и так называемые прямые ограничения [1]. Увеличение удельной мощности современных машин позволило снять ряд ограничений первой группы. Вторая группа объединяет:

- ограничения скорости, определяемые кинематическими характеристиками трансмиссии;
- ограничения по управляемости, связанные со способностью машины вписываться в реальную кривизну трассы;
- ограничения по опасности возникновения неуправляемого движения;
- ограничения вследствие возникновения предельных ускорений корпуса машины при движении по неровностям, которые могут привести к утомляемости, травмам экипажа и выходу из строя установленного оборудования.

В связи с этим проблема совершенствования систем поддрессоривания БГМ, направленного на повышение скорости движения по неровностям, является актуальной. Известно, что плавность хода БГМ, а следовательно, и средняя скорость при движении по неровностям местности зависят в первую очередь от качества системы поддрессоривания. При плохой системе поддрессоривания водитель вследствие действующих на него перегрузок снижает скорость машины. Поскольку высокая средняя скорость — важнейшее потребительское свойство любого современного транспортного средства, правильный выбор характеристик системы поддрессоривания считается одним из основных способов обеспечения плавности хода для достижения заданной средней скорости.

Основные подходы при выборе характеристик элементов традиционной системы поддрессоривания БГМ (амортизатор устанавливают между корпусом и катком без упругих связей) известны и широко представлены в литературе [1–6].

Расчет систем поддрессоривания включает, как правило, два этапа — проектировочный и поверочный. Выбор характеристик элементов системы поддрессоривания происходит в рамках проектировочного расчета, а всестороннее теоретическое исследование полученной подвески проводят на этапе поверочного расчета.

Выполняя проектировочный расчет, жесткость системы поддрессоривания при статическом ходе подвески рекомендуется выбирать исходя из допустимых значений периода продольно-угловых колебаний корпуса $T_{\phi} = 0,5 \dots 1,8$ с. При этом коэффициент динамичности подвески (отношение максимальной силы к статической силе, приведенной к вертикальному перемещению катка) должен находиться в пределах $4,0 \dots 4,5$. Затем назначают среднее значение коэффициента сопротивления амортизаторов для обеспечения интенсивности гашения свободных колебаний (отношение амплитуд колебаний соседних периодов), равной $10 \dots 15$. Далее выбирают максимально возможную силу сопротивления амортизаторов на обратном ходе по условию «независания» катка во время движения по периодическому профилю трассы в резонансном режиме по продольно-угловым колебаниям. При фиксированном соотношении между значениями силы сопротивления амортизатора на прямом и обратном ходе для определенного среднего значения назначают силу сопротивления амортизатора на прямом ходе. По условиям обеспечения допустимых ускорений «тряски» определяют максимальную силу сопротивления амортизаторов на прямом ходе.

В работе [6] упругую характеристику торсионной независимой подвески предлагается определять из условия максимума динамического хода подвески, а демпфирующую характеристику — с учетом критериев плавности хода при использовании имитационной математической модели движения БГМ по неровностям местности [7].

При поверочном расчете строится скоростная характеристика по ускорениям ($3,0 \dots 3,5g$) на месте механика-водителя или по «пробое» подвески — жесткому удару балансира в ограничитель хода подвески, а также по ускорению «тряски» $0,5g$. При этом также целесообразно использовать имитационные математические модели движения БГМ по неровностям местности [7].

По скоростной характеристике системы поддрессирования можно определить высоту периодических неровностей h_1 , которые машина может преодолевать во всем скоростном диапазоне без «пробоев» подвески. Высота неровностей в свою очередь связана со средней скоростью машины зависимостью, предложенной А.А. Дмитриевым в работе [1]. Также А.А. Дмитриев вводит в рассмотрение скоростной коэффициент качества системы поддрессирования K_n , показывающий, во сколько средняя скорость, ограниченная системой поддрессирования, меньше средней скорости, ограниченной тяговыми возможностями машины. Этот автор отмечает, что при $K_n \geq 0,95$ система поддрессирования практически не будет ограничивать возможную по тяговым свойствам скорость машины.

Предложенные в работах [1–6] методики хорошо подходят для выбора характеристик традиционной системы поддрессирования БГМ, при которой амортизатор устанавливают между корпусом и катком без упругих связей. Примером такой подвески может служить шасси промежуточной весовой категории гусеничной машины ГМ-569 и ее модификаций (рис. 1). В них использованы телескопические амортизаторы с избыточным давлением и жидкостным охлаждением. Эта машина обладает высокой плавностью хода. Качество системы поддрессирования



Рис. 1. Гусеничная машина ГМ-569

позволяет обеспечить требуемую быстроходность машины при движении по неровностям местности.

При увеличении массы БГМ подвеска становится все более нагруженной. Демпфирующие элементы требуют реализации больших усилий на прямом ходе подвески, что приводит к увеличению вертикальных ускорений «тряски». В данной ситуации, когда конструктор должен одновременно обеспечить высокую проходную неровность и удовлетворительную «тряску», современные БГМ тяжелой весовой категории (основные танки) с традиционной системой поддрессоривания имеют высоту проходной периодической неровности около 0,17 м, что соответствует средней скорости 21 км/ч. Дальнейшее повышение средней скорости требует применения нетрадиционных систем поддрессоривания — управляемых или многоуровневых подвесок. Кратко рассмотрим перспективы использования таких систем поддрессоривания.

В настоящее время известны два основных направления в развитии систем регулирования сил в подвеске наземной транспортной техники. Это активное и пассивное управление силами в упругом и (или) демпфирующем элементах системы поддрессоривания машины. В активных системах требуется достаточно мощный внешний источник энергии для управления силами. В пассивных системах он отсутствует.

Отрицательными сторонами управляемых систем поддрессоривания в сравнении с неуправляемыми подвесками являются значительно большее потребление энергии (для активных систем) и более высокая стоимость системы. Поэтому рациональность применения требует от управляемой подвески высокой эффективности при всех режимах движения машины, что подразумевает использование обоснованной конструктивной схемы и соответствующего рационального закона управления для решения задач, связанных с обеспечением не только плавности хода, но и управляемости, работоспособности вооружения и др.

В связи с необходимостью дополнительного источника энергии активные системы поддрессоривания пока не нашли применения в конструкциях БГМ. На колесной технике активные системы поддрессоривания в основном используют для гашения низкочастотных продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний корпуса.

Анализируя литературу, посвященную управляемым системам поддрессоривания [8–23], можно сделать вывод о том, что для БГМ целесообразно применять пассивную систему поддрессоривания с управляемым демпфированием. При этом достаточно предусмотреть два уровня демпфирования прямого хода: низкий уровень — штатное демпфирование, обеспечивающее допустимые ускорения «тряски», и высокий уровень (в 3 раза больше штатного), обеспечивающий допустимые перегрузки БГМ при движении по периодическим неровностям в резонансном режиме по продольно-угловым колебаниям корпуса. На обратном ходе подвески управлять демпфированием нецелесообразно.

Управление двухуровневым демпфированием может быть со статическим (адаптивным) [8] и с динамическим законами управления. Во втором случае наиболее эффективно демпфирование с учетом скорости продольно-угловых колебаний корпуса БГМ.

Управляемая система подрессоривания требует использования блоков управления (контроллеров, датчиков и т. п.), что усложняет систему и снижает ее надежность. Однако существуют системы, которые без специального управления позволяют обеспечить требуемое гашение колебаний в резонансной области без повышения ускорений «тряски» в зарезонансной области. Это многоуровневые системы подрессоривания. В подвесках БГМ в качестве опытных образцов были выполнены двухуровневые системы подрессоривания, наиболее известной из которых является релаксационная подвеска. Эта подвеска имеет два упругих элемента и амортизатор [1]. Один упругий элемент включен между корпусом и катком последовательно с амортизатором и образует с ним так называемый релаксационный элемент. Второй упругий элемент соединяет корпус и каток параллельно релаксационному элементу и выполняет роль основного упругого элемента подвески. Наличие двух упругих элементов и схожесть свойств релаксационной подвески со свойствами других вариантов многоуровневых подвесок позволяют отнести ее к многоуровневым системам подрессоривания. Эквивалентная схема такой подвески представлена на рис. 2, а.

В 60-х годах прошлого столетия в Академии бронетанковых войск был разработан опытный образец релаксационного амортизатора. Однако вследствие низкой надежности на серийных машинах его не использовали.

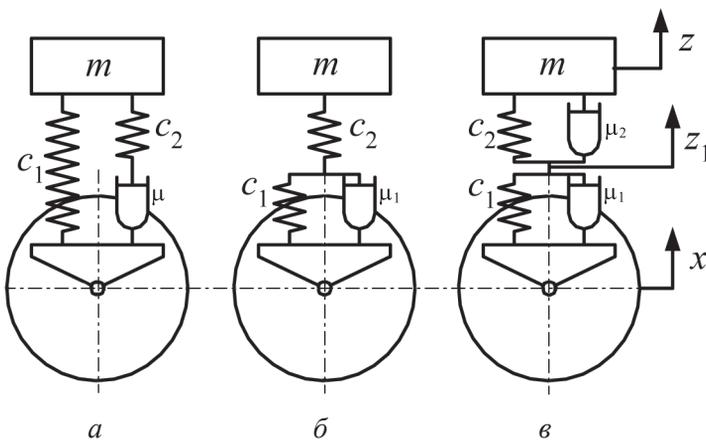


Рис. 2. Эквивалентные схемы одноопорных подвесок:

- а, б — релаксационная соответственно с параллельным и последовательным соединением дополнительного упругого элемента;
- в — фрактальная двухуровневая

Еще одним примером многоуровневых подвесок является фрактальная подвеска, которая состоит из ряда последовательно соединенных упругодемпфирующих элементов. Эквивалентная схема двухуровневой фрактальной подвески приведена на рис. 2, в. Термин «фрактал» (от лат. *frangere* — ломать, *fractus* — дробный) был введен в 1975 г. Бенуа Мандельбротом — основоположником фрактальной геометрии [24]. Фракталом называют структуру, состоящую из частей, которые в каком-то смысле подобны целому [25]. Поскольку каждый дробный элемент фрактальной подвески подобен всей подвеске в целом, авторы работ [26, 27] выбрали именно эту терминологию.

Если из состава двухуровневой фрактальной подвески убрать демпфирующий элемент, соответствующий упругому элементу большей жесткости, то ее эквивалентная схема примет вид, представленный на рис. 2, б. Эту подвеску также называют релаксационной с последовательным соединением дополнительного упругого элемента (по данным работ, проводившихся в ВА БТВ в конце 1950-х — начале 1960-х годов).

Существуют элементы системы подрессоривания БГМ, которые по своим характеристикам могут быть названы устройствами фрактального типа. Например, пневмогидравлическая рессора (ПГР) с двумя ступенями давления, разработанная ЗАО «Метровагонмаш» (рис. 3), явля-

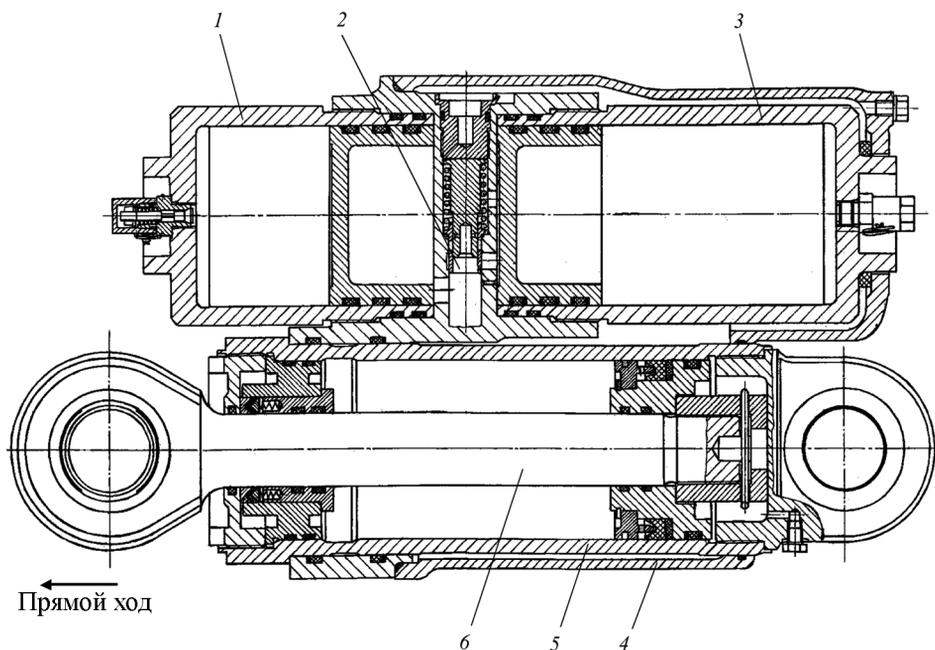


Рис. 3. Конструкция ПГР с двумя ступенями давления:

- 1 — пневмоцилиндр высокой жесткости; 2 — дросселирующая система;
- 3 — пневмоцилиндр низкой жесткости; 4 — кожух рубашки охлаждения рессоры;
- 5 — гидроцилиндр; 6 — шток с поршнем

ется двухуровневой фрактальной. В этой конструкции добиться нулевого коэффициента сопротивления амортизатора, соответствующего уровню высокой жесткости, не представляется возможным вследствие наличия сопротивлений в трубопроводе, соединяющем цилиндры ПГР.

Ввиду того, что в многоуровневых системах поддрессирования на различных частотах работают разные упругодемпфирующие элементы, машина с такой подвеской способна двигаться в самых разнообразных дорожных условиях с высокой плавностью хода. Теории разработки таких конструкций посвящены работы [26–30].

В работах [29, 30] показано, что для БГМ достаточно двухуровневой подвески, причем уровень демпфирования, соответствующий упругому элементу высокой жесткости, должен быть минимальным. Характеристики многоуровневых систем поддрессирования целесообразно выбирать с использованием имитационного математического моделирования движения БГМ по неровностям местности.

Развитие современных БГМ военного назначения идет по пути наращивания огневой мощи и защищенности. Это ведет к неуклонному увеличению их массы. При ограничении по допустимому давлению на грунт конструкторы вынуждены увеличивать опорную поверхность БГМ. При двухгусеничной схеме БГМ такое увеличение ограничено шириной машины, предельное значение которой определяется транспортными габаритами (т. е. возможностью перевозки железнодорожным транспортом) и ее длиной, с учетом предельно допустимой поворотливости [31]. Известно, что машина с протяженной опорной поверхностью при прочих равных условиях обладает худшей маневренностью.

В связи с этим в России и за рубежом ведутся теоретические разработки в области применения двухзвенных гусеничных машин (ДГМ) в качестве БГМ военного назначения [32], в частности как базы для создания целого семейства боевых гусеничных машин: основного танка, боевой машины поддержки танков, боевой машины пехоты, самоходной артиллерийской установки, зенитной самоходной установки и т. п. На рис. 4 показан учебный проект двухзвенного танка.

Кроме того, при решении транспортных проблем в районах с тяжелыми дорожными условиями (при освоении районов, богатых сырьевыми ресурсами, обслуживания газо- и нефтепроводов, линий электропередачи, при решении задач, связанных с ликвидацией чрезвычайных ситуаций) находят широкое применение двухзвенные гусеничные транспортеры, которые также широко используют в военных целях. На рис. 5 и 6 представлены двухзвенные гусеничные транспортеры семейств «Витязь» и «Вездесущий» гражданского и военного назначения.

ДГМ обладают рядом свойств, обеспечивающих им преимущество перед обычными БГМ. Большинство этих свойств связано с особым

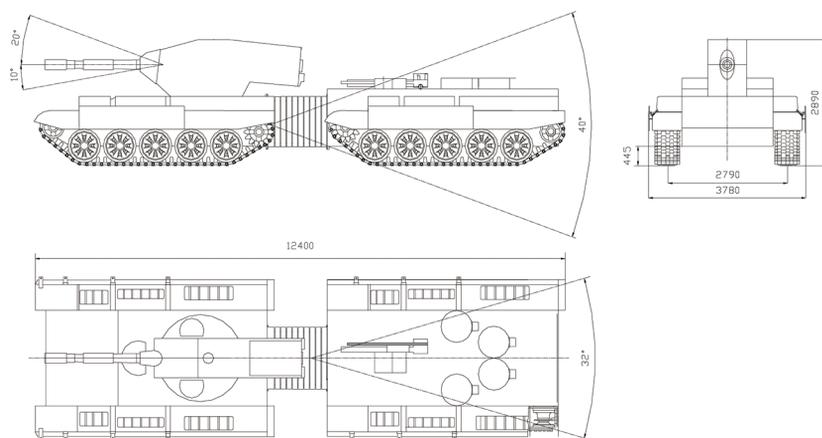


Рис. 4. Двухзвенный основной танк (учебный проект)



Рис. 5. Двухзвенный гусеничный транспортер ДТ-10П семейства «Витязь»



Рис. 6. Двухзвенный гусеничный транспортер ДТ-10ПМ семейства «Вездесущий»

способом поворота ДГМ путем принудительного регулирования направления скоростей элементов движителя изменением их взаимного положения. Помимо 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.

В настоящее время максимальные скорости отечественных ДГМ, как правило, не превышают 40 км/ч. Однако вследствие расширения их областей применения наметилась тенденция увеличения скорости движения.

В связи с тем, что ДГМ по сравнению с однозвенной ГМ имеет больший объем корпуса, в котором можно разместить силовую установку необходимой мощности, ограничения по силе тяги, оказывающие значительное влияние на среднюю скорость однозвенной БГМ, здесь уходят на второй план и более важными становятся ограничения по плавности хода.

На плавность хода ДГМ существенно влияют характеристики не только системы подрессоривания, но и узла сочленения. При этом эффективность гидроцилиндра вертикального складывания ДГМ по гашению продольно-угловых колебаний выше, чем при использовании гидравлических амортизаторов подвески [33–39].

Конструкция ДГМ также позволяет преодолевать неровности местности путем их огибания за счет управления углом складывания звеньев в вертикальной плоскости [30, 40]. Закон управления узлом сочленения определяет текущий угол складывания по средним значениям отклонения хода катков двух секций ДГМ от статического положения.

Еще один способ снижения пиковых значений давления на грунт — применение БГМ со связанной системой подрессоривания.

Известно, что по конструктивному признаку подвески транспортных машин можно разделить на независимые (индивидуальные) и связанные (зависимые). Под независимыми подвесками понимают такие системы, в которых силы, действующие со стороны катков на подрессоренный корпус, не имеют между собой явной связи. Связанными называют такие системы подрессоривания, в которых силы, действующие со стороны катков на подрессоренный корпус, имеют между собой явную связь (рис. 7). При этом связь между силами может быть полная, если все катки системы связаны между собой, или неполная, если часть катков системы связана между собой, а остальные подвески независимые.

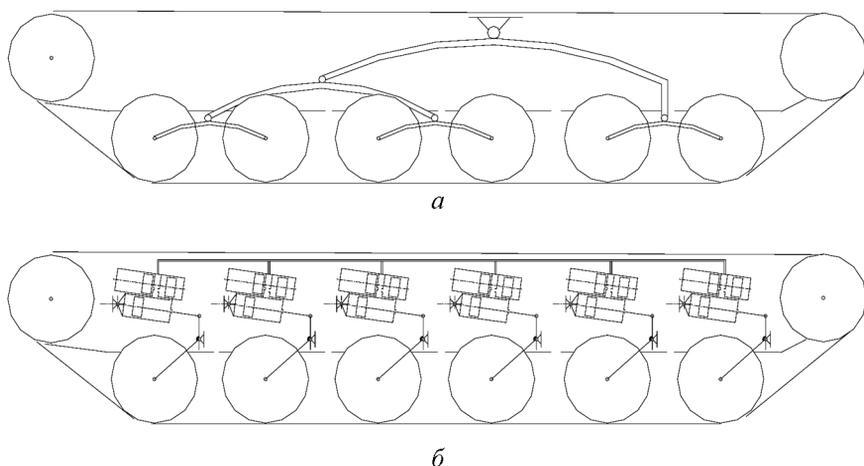


Рис. 7. Связанные системы поддрессоривания с балансирной (а) и гидравлической (б) связью

В связанных системах поддрессоривания силы в подвеске определяются ходом и скоростью хода не только катка данной подвески, но и катков всех остальных подвесок, связанных с ней.

В отличие от независимых связанные подвески позволяют получить более равномерную эпюру давления под катками БГМ, уменьшить угловые и вертикальные колебания корпуса машины при движении по неровностям. Однако такие подвески более чувствительны к силовому воздействию при разгоне и торможении машины, имеют более сложную конструкцию и бóльшую уязвимость подвески.

Связанные системы поддрессоривания танков начали широко применять после Первой мировой войны. Однако с появлением надежной независимой торсионной подвески эти системы поддрессоривания перестали использовать в отечественном танкостроении. С развитием пневмогидравлических систем поддрессоривания и появлением возможности осуществления гидравлической связи между подвесками конструкторы снова стали обращать внимание на связанные системы поддрессоривания. Одновременно проводились и теоретические исследования в этой области.

Теоретически наибольший выигрыш в плавности хода и равномерности распределения давления на опорную поверхность дает система поддрессоривания с полной связью по всем упругим элементам катков одного борта. Однако одиночная БГМ с такой подвеской неустойчива при силовом возмущении в продольной плоскости. Для ДГМ при наличии жесткой связи в узле сочленения такой вариант возможен. Две секции ДГМ в данном случае можно рассматривать как тележку на двух колесах большого диаметра (рис. 8). Такая система устойчива при силовом возмущении, а давление на грунт распределяется более равно-

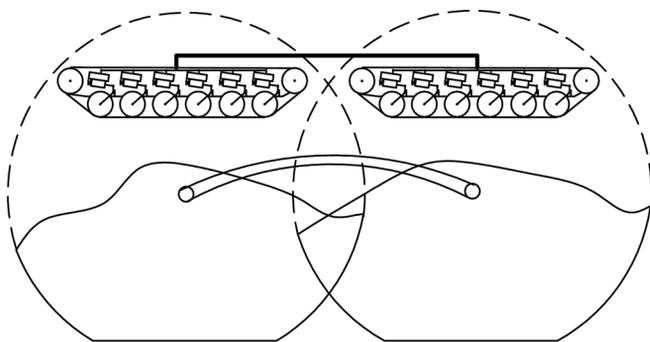


Рис. 8. ДГМ со связной системой подрессоривания в пределах одного борта секции и жесткой связью в узле сочленения

мерно. Эта конструкция обеспечивает более высокую проходимость ДГМ на слабонесущих грунтах.

Современные ДГМ не имеют в узле сочленения жесткой связи в продольной вертикальной плоскости. Эта связь может быть наложена путем принудительного складывания секций ДГМ в указанной плоскости во время движения. Таким образом, необходимо управлять углом складывания секций ДГМ, например, по закону, предложенному в работах [30, 40], в целях приспособляемости секций ДГМ к рельефу местности, повышения плавности хода и, как следствие, быстроходности ДГМ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. *Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1976, 207 с.
- [2] Аксенов П.В. *Многоосные автомобили*. Москва, Машиностроение, 1989.
- [3] *Расчет и конструирование гусеничных машин*. Носова Н.А., ред. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1972, 559 с.
- [4] *Теория и конструкция танка. Т. 6: Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин*. Исаков П.П., ред. Москва, Машиностроение, 1985. 244 с.
- [5] Никитин А.О., Сергеев Л.В. *Теория танка*. Москва, изд. Академии бронетанковых войск, 1962, 585 с.
- [6] Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин: Учеб. пособие*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 40 с.
- [7] Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. *Основы расчета систем подрессоривания гусеничных машин на ЭВМ: Учеб. пособие*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 52 с.
- [8] Сухоруков А.В. *Управление демпфирующими элементами в системе подрессоривания быстроходной гусеничной машины*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2003, 149 с.

- [9] Фурунжиев Р.И., Останин А.Н. *Управление колебаниями многоопорных машин*. Москва, Машиностроение, 1984, 206 с.
- [10] Venhovens P.J.Th. *Semi-Active Suspension for Automotive Application*. Delft: Univ. of technology, 1991, 28 p.
- [11] Venhovens P.J.Th. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control. *Vehicle System Dynamics*, 1994, vol. 23, pp. 211 — 235.
- [12] Сухоруков А.В., Котиев Г.О., Дядченко М.Г. Управление демпфированием в системе поддрессоривания гусеничных машин. *Тракторостроение — XXI век. Материалы науч.-техн. конф. молодых специалистов, посвященной 75-летию НАТИ*. Москва, 2001, 76 с.
- [13] Новиков В.В. *Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств*. Волгоград: ВолгГТУ, 2008, 333 с.
- [14] Марецкий П.К. Влияние режимов движения на выбор характеристик системы поддрессоривания. *Вестник бронетанковой техники*, 1988, № 9, с. 48 — 51.
- [15] Бродский Л.Е. Расчет автоматической системы управления гидро-пневматической подвески танка. *Вестник бронетанковой техники*, 1985, № 1, с. 41 — 43.
- [16] Бродский Л.Е. и др. Энергетический расчет активной торсионной подвески танка. *Вестник бронетанковой техники*, 1988, № 3, с. 51 — 53.
- [17] Шарапов В.Д. *Активные подвески транспортных средств*. Рига: РВВПКУ, 1980, 261 с.
- [18] Karnopp D., Sang-Gyun So. Energy Flow in Active Attitude Control Suspensions: A Bond Graph Analysis. *Vehicle System Dynamics*, 1998, vol. 29, pp. 69 — 81.
- [19] Redfield R.C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control. *Vehicle System Dynamics*, 1991, vol. 20, pp. 245 — 267.
- [20] *Зарубежная военная техника. Сер. III: Бронетанковая техника и вооружение*, 1980, вып. 15, 44 с.
- [21] *Зарубежная военная техника. Сер. III: Бронетанковая техника и вооружение*, 1986, вып. 1, 52 с.
- [22] Foag W. A Practical Control Concept for Passenger Car Active Suspension with Preview. *Proc. Instn. Mech. Engrs*, London (UK), 1989, 203 p.
- [23] Prem H. A Laser-based Highway-speed Road Profile Measuring System. *Proc. 10th IA VSD*, 1987, 37 p.
- [24] Кроновер Р.М. *Фракталы и хаос в динамических системах. Основы теории*: Учеб. пособие. Москва, Постмаркет, 2000, 350 с.
- [25] Федер Е. *Фракталы*. Москва, Мир, 1991, 260 с.
- [26] Moreau X., Ostaloup A., Nouillant M. Comparison of LQ and CRONE methods for the design of suspension systems. *13th IFAC World Congress*. San Francisco (USA), 1996, pp. 62 — 67.
- [27] Oustaloup A., Moreau X., Nouillant M. The CRONE suspension. *Control Engineering Practice: Journal of the International Federation of Automatic Control*, 1996, vol. 4, no. 8, pp. 1101 — 1108.
- [28] Дмитриев А.А. Теория и расчет линейной релаксационной системы поддрессоривания. *Вопросы поддрессоривания танка и бронетранспортера*. Москва, ВА БТВ, 1959, с. 46 — 76 (тр. сем. каф. № 15).
- [29] Сарач Е.Б. *Метод выбора характеристик системы поддрессоривания с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2003, 150 с.
- [30] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное поддрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 184 с.

- [31] Гуськов В.В., Опейко А.Ф. *Теория поворота гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1984, 168 с.
- [32] Перспективы развития БСГМ. *Военный парад*, 1998, № 6, с. 30 — 32.
- [33] Игнатенко И.Я., Кольцов В.И., Тюренков А.И. Влияние гидроцилиндра вертикального складывания на плавность хода сочлененной гусеничной машины. *Науч.-техн. сб. в/ч 63539 (г. Бронницы)*, 1975, № 2, с. 12 — 17.
- [34] Игнатенко И.Я. [и др.] Эквивалентные схемы колебаний сочлененных гусеничных машин. *Тр. в/ч 63539 (г. Бронницы)*, 1972, № 4, с. 23 — 31.
- [35] Гончаревич И.Ф. *Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике*. Москва, Наука, 1986, 237 с.
- [36] Колмаков В.И., Котельников В.Н. *О влиянии межсекционного демпфирования на колебания двухсекционных сочлененных машин*. Деп. в НИИАвтопроме. Волгоград, 1977, № Д289, 5 с.
- [37] Колмаков В.И., Котельников В.Н. *О влиянии угловой упругодемпфирующей связи секции на колебания двухсекционных сочлененных машин*. Деп. в НИИАвтопроме, Волгоград, 1977, № Д379, 14 с.
- [38] Котельников В.Н. *Исследование колебаний двухсекционных сочлененных машин с угловой упругодемпфирующей связью секций*. Дис. ... канд. техн. наук. Волгоград, 1978, 112 с.
- [39] Котельников В.Н., Колмаков В.И. Дифференциальные уравнения колебаний двухсекционной транспортной машины. *Известия вузов. Сер. Машиностроение*, 1978, № 6, с. 83 — 89.
- [40] Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. *Повышение подвижности двухзвенной гусеничной машины управлением углом складывания секций в вертикальной плоскости во время движения* [Электрон. ресурс]. Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание», 2010, вып. 1 № 0420900025\0006. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/113356.html>, свободный.

Статья поступила в редакцию 10.07.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Смирнов И.А. Перспективы развития системы подрессоривания быстроходных гусеничных машин. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>

Сарач Евгений Борисович родился в 1975 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1999 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области транспортного машиностроения. e-mail: sarach@yandex.ru

Котиев Георгий Олегович родился в 1967 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1991 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 100 научных работ в области транспортного машиностроения.

Смирнов Игорь Артурович родился в 1964 г., окончил Тульское высшее артиллерийское инженерное училище в 1986 г. Начальник кафедры вооружения и военной техники Московского высшего военного командного училища, полковник. Автор пяти научных работ в области транспортного машиностроения.