

Е. Б. Сарач, А. А. Ципилев

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Приведено описание существующих конструкций систем подрессоривания транспортных машин. Указаны основные преимущества и недостатки каждой из них. Разработана конструкция модернизированной системы подрессоривания на базе существующей системы подрессоривания гусеничной машины с пневмогидравлической рессорой. Проведено сравнительное исследование с помощью метода имитационного моделирования плавности хода транспортной машины с существующими и проектируемой системами подрессоривания. Для одной из существующих систем подрессоривания проведены полигонные испытания и анализ адекватности модели. Сделаны выводы относительно наиболее перспективных путей модернизации существующих систем подрессоривания. Указаны направления возможной модернизации существующих систем подрессоривания и повышения точности подбора упругих и демпфирующих характеристик подвески.

E-mail: sarach@yandex.ru, alexts@zdravomyslie.ru

Ключевые слова: эксперимент, испытание, система подрессоривания, стенд, математическое моделирование, исследование характеристик, многоуровневые системы подрессоривания, фрактальные подвески.

Выделяют следующие системы подрессоривания (СП) наземной транспортной техники: управляемые – системы с переменными свойствами упругих и демпфирующих элементов – и неуправляемые – системы с постоянными свойствами упругих и демпфирующих элементов. Первыми появились неуправляемые подвески, конструкция которых была очень простой. В начале 1960-х годов разработчики шасси предложили первые проекты управляемых СП [1–3], которые должны были сочетать в себе разные характеристики упругого и демпфирующего элементов подвески при различной частоте внешнего возмущения. Первые образцы из-за усложнения конструкции машины и ее удорожания не получили широкого распространения, но проводимые испытания демонстрировали повышение качества шасси, с точки зрения плавности хода и снижения потерь в СП.

Качество управляемой СП зависит в первую очередь от закона управления подвеской. Разработка закона управления является сложной задачей, требующей серьезных теоретических экспериментальных исследований. Однако существует целый класс СП с пассивными элементами (не требующими внесения в систему большого количества

дополнительной энергии), которые обладают такими свойствами, что их можно отнести к управляемым СП – многоуровневые СП [4–6]. В силу своей конструкции различные упруго-демпфирующие элементы многоуровневых СП работают на разных частотах внешнего воздействия и не требуют специальных законов управления.

В данной работе проводится исследование плавности хода гусеничной машины (ГМ) и его сравнение с различными вариантами пневмогидравлической СП (в том числе двухуровневой) методом математического моделирования.

Методика исследования пневмогидравлических СП реализуется в несколько этапов.

1. Определение упругой и демпфирующей характеристик подвески.

2. Построение скоростной и амплитудно-частотной характеристик подвески и определение высоты проходной неровности.

3. Определение средней скорости движения машины по СП и коэффициента качества СП.

4. Определение тепловой нагруженности пневмогидравлической рессоры (ПГР).

Первый и второй этапы подробно изложены в [6–8], поэтому на них останавливаться не будем. Рассмотрим третий и четвертый этапы.

Для оценки качества СП необходимо определить среднюю скорость движения машины по ограничениям, накладываемым СП машины. Кроме средней скорости, необходимо определить коэффициент качества СП, который показывает, насколько система ограничивает скорость движения машины в сравнении с ее тяговыми свойствами [9].

Средняя скорость движения по ограничениям по СП $v_{\text{ср.п}}$ определяется по формуле

$$v_{\text{ср.п}} = \frac{1}{\frac{v_{\text{ср.т}}}{v_1} [1 - F_s(h_0)] + F_s(h_0)} v_{\text{ср.т}}, \quad (1)$$

где v_1 – скорость, до достижения которой движение машины ограничивается только тяговыми свойствами, км/ч (принимается равной 10 км/ч); $F_s(h_0)$ – функция распределения по пути высот неровностей, которые машина должна преодолевать без пробоев подвески (рис. 1); $v_{\text{ср.т}}$ – средняя скорость, определяемая тяговыми свойствами машины без учета ограничений по СП, км/ч,

$$v_{\text{ср.т}} = \frac{N_{\text{уд}}}{m_s(f_y)}.$$

Здесь $N_{уд}$ – удельная мощность ГМ, Вт/Н (для рассматриваемой машины составляет 1,784); $m_s(f_y)$ – математическое ожидание условного коэффициента сопротивления движению по пути (для трасс ГМ принимается равным 0,22).

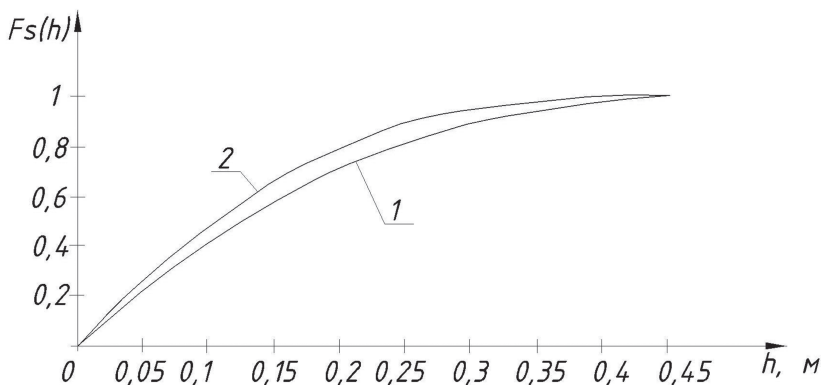


Рис. 1. Функции распределения высот неровностей по пути:

1 – трассы движения ГМ; 2 – грунтовые дороги

Коэффициент качества СП K_{II} определяется по формуле

$$K_{II} = \frac{\varepsilon_{\phi}}{0,1v_{ср.т}[1 - F_S(h_0)] + F_S(h_0)}, \quad (2)$$

где ε_{ϕ} – коэффициент формы скоростной характеристики (принимается равным 1,1).

Важным показателем долговечности и работоспособности конструкции СП является тепловая нагруженность элементов подвески. Оценка тепловой нагруженности производилась методом математического моделирования движения ГМ по профилю, указанному в программе-методике экспериментальных исследований, используемой при испытаниях СП отечественных быстроходных ГМ. Программатодика предполагает испытание машины при движении по неровностям длиной 4; 5 и 8 м, с высотой для каждого из профилей 0,07; 0,08 и 0,15 м. Проводились исследования движения машины в условиях продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний для каждой из трасс. При движении ГМ по профилю, идентичному для обеих гусениц, колебания корпуса носят продольно-угловой характер, при движении по неидентичному профилю (сдвиг профиля под одной из гусениц на половину периода) – наблюдаются поперечно-угловые колебания корпуса машины.

Для каждого режима движения оцениваются значения нескольких параметров. Так, для продольно-угловых колебаний при движении машины в резонансном и зарезонансном режимах учитывают:

- максимальное вертикальное ускорение при установившемся режиме движения в крайней носовой точке машины $\ddot{z}_н$, м/с²;
- максимальное вертикальное ускорение при установившемся режиме движения в крайней кормовой точке машины $\ddot{z}_к$, м/с²;
- максимальное вертикальное ускорение при установившемся режиме движения на месте механика-водителя $\ddot{z}_{м.в.}$, м/с²;
- угловую скорость колебаний корпуса в продольной плоскости $\dot{\varphi}$, рад/с;
- угловое колебание корпуса в продольной плоскости φ , рад;
- мощность тепловых потерь в рессоре W , Вт.

Для поперечно-угловых колебаний при движении машины в резонансном режиме оцениваются:

- угловая скорость колебаний корпуса в продольной плоскости $\dot{\varphi}$, рад/с;
- угловое колебание корпуса в продольной плоскости φ , рад;
- мощность тепловых потерь в рессоре W , Вт.

Исследование СП транспортной машины с традиционной подвеской. На рис. 2 представлена конструкция традиционной СП – опорно-поршневая ПГР с одной ступенью давления.

Анализ исходной конструкции показал, что упругая характеристика рессор подобрана таким образом, чтобы обеспечить требуемое статическое положение машины при заправочном давлении газа $p_{запр} = 8,075$ МПа для подвесок 1–3 (считая от носа машины) и $p_{запр} = 9,347$ МПа для подвесок 4–6 (считая от носа машины)

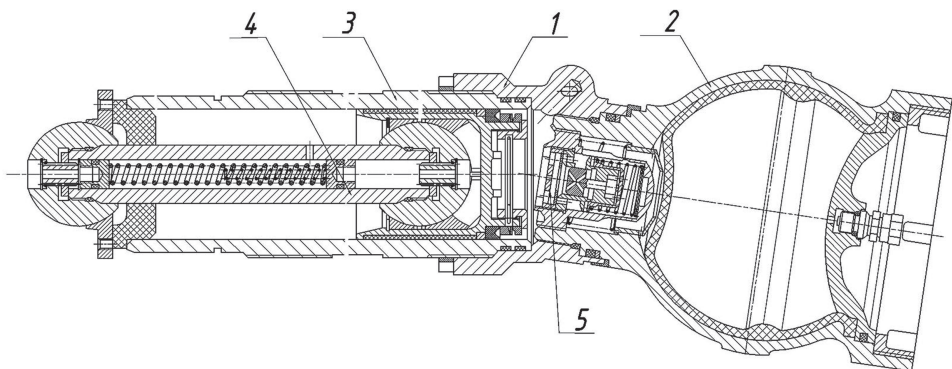


Рис. 2. ПГР со сферическим упругим элементом:

1 – корпус ПГР; 2 – пневмобаллон; 3 – гидроцилиндр; 4 – шток с поршнем; 5 – дросселирующая система

(рис. 3, а). При движении машины вследствие работы рессоры температура газа увеличивается, повышается давление в рессоре, происходит так называемое всплытие машины. На рис. 3, а представлены упругие характеристики подвесок для заправочной $T_{\text{запр}}$ (20 °С (293 К)) и рабочей $T_{\text{раб}}$ (120 °С (393 К)) температур.

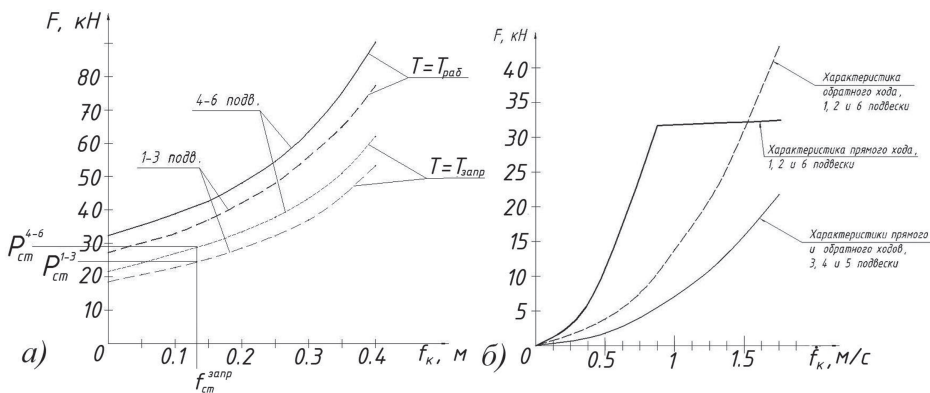


Рис. 3. Характеристики штатных подвесок:

упругая характеристика для заправочной $T_{\text{запр}}$ и рабочей $T_{\text{раб}}$ температур (а): F – сила на катке, f_k – ход катка, $P_{ст}^{1-3}$ – статическая сила на катках подвесок 1–3, $P_{ст}^{4-6}$ – статическая сила на катках подвесок 4–6, $f_{ст}^{\text{запр}}$ – статический ход катков всех подвесок при заправочной температуре; демпфирующая характеристика подвески (б): F – реакция на катке от демпфирующей силы, f_k – скорость вертикального перемещения катка

На рисунке хорошо видно, что при повышении температуры от заправочной до рабочей статическая нагрузка на каток для подвесок 1–3 ниже минимального значения на упругой характеристике. Для подвесок 4–6 статический ход равен в этом случае 0,06 м, что объясняет «всплытие» машины. Такой режим движения является не очень благоприятным, поскольку центр масс машины становится выше, и значительно уменьшается статический ход. Перемещение центра масс негативно влияет на плавность хода, так как увеличиваются амплитуды продольно-угловых колебаний, как следствие, снижается качество СП. Уменьшение статического хода (и его утрата) неблагоприятно влияет на движение в зарезонансном режиме, потому что положение катка начинает оказывать влияние на демпфирование. Кроме того, постоянные удары балансира о нижний отбойник не лучшим образом сказываются на сроке службы узла подвески.

Анализ работы демпфирующего элемента штатной подвески показал недостаточное демпфирование при движении катка на обратном ходу, что неблагоприятно влияет на плавность хода при движении машины в резонансном режиме. При этом имеется возможность

увеличения демпфирования на 3300 % (причем зависания катка не наблюдается). Демпфирующие характеристики штатной подвески представлены на рис. 3, б.

Кроме этого, исследования показали излишнее демпфирование на средних катках, что также приводит к увеличению ускорений «тряски» при движении машины в резонансном режиме и вызывает нагрев ПГР.

Вместе с тем, высота проходной неровности для данной подвески, установленная в ходе имитационного математического моделирования движения ГМ по трассам с периодическими неровностями, составляет 0,29 м (рис. 4, а), что обеспечивает среднюю скорость движения по ограничениям по СП $v_{\text{ср.п}} = 23,73$ км/ч (13) и коэффициент качества СП $K_{\text{п}} = 0,8$ (14). Однако, при этом ускорения «тряски» при движении машины в резонансном режиме достигают значения 1 g, что приводит к большой утомляемости экипажа (рис. 4, в).

Проблему «всплытия» машины при нагреве ПГР можно решить, применяя систему принудительного охлаждения ПГР. Тогда рабочая температура гидропневматического узла составит 20 °С (293 К), что соответствует заправочной температуре.

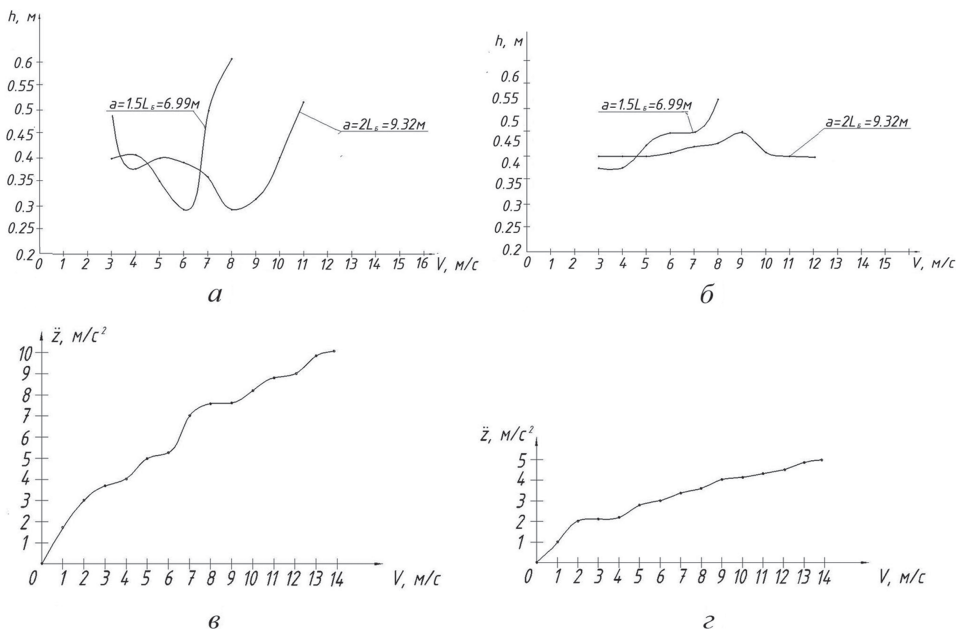


Рис. 4. Характеристики СП машины со штатной подвеской: скоростная характеристика подвески при температуре ПГР 120 °С (393 К) (а) и при температуре ПГР 20 °С (293 К) (б); амплитудно-частотная характеристика штатной подвески при температуре ПГР 120 °С (393 К) (в) и при температуре ПГР 20 °С (293 К) по ускорениям «тряски» (г)

При этом величина статического хода катка составляет 130 мм, а высота расположения центра масс не меняется, что обеспечивает более высокие показатели плавности хода.

На рис. 4, б и з показаны соответственно скоростная и амплитудно-частотная характеристики подвески для СП при температуре ПГР 20 °С (293 К).

Высота проходной неровности составляет 0,4 м на длине неровности в две базы машины практически во всем диапазоне скоростей. На длине неровности в полторы базы машины высота проходной неровности составляет 0,38 м при скорости движения машины 4 м/с. На длине неровности в одну базу машины высота проходной неровности превышает 0,5 м при движении во всем диапазоне скоростей. Это соответствует средней скорости движения машины по ограничениям СП $v_{\text{ср.п}} = 26,64$ км/ч и коэффициенту качества СП $K_{\text{п}} = 0,913$.

Таким образом, увеличение коэффициента качества СП в сравнении с системой без принудительного охлаждения составляет 14,1 %, увеличение средней скорости движения машины по ограничениям системы поддрессоривания – 12,3 %.

Анализ амплитудно-частотной характеристики показал, что ускорения «тряски» при движении машины с максимальной скоростью не превышают 0,5 g.

Исследование СП транспортной машины с ПГР с вложенными поршнями. Для исследования был взят опытный образец ПГР с вложенными поршнями, и упругой характеристикой, полученной экспериментальным путем в ходе испытаний (рис. 5). При этом демпфирующая характеристика осталась неизменной для ходов больших статического. Для ходов меньших статического гидравлическое сопротивление увеличивается за счет наличия дроссельного отверстия

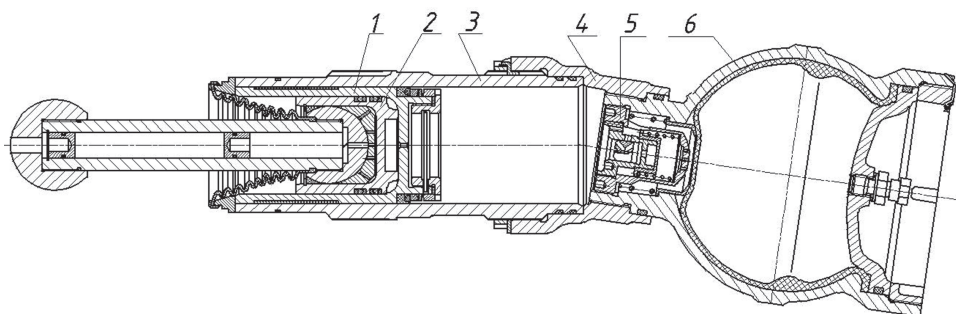


Рис. 5. ПГР со сферическим упругим элементом и вложенными поршнями:
1 – поршень; 2 – шток с вложенным поршнем; 3 – гидроцилиндр; 4 – корпус ПГР; 5 – дросселирующая система; 6 – пневмобаллон

в большом поршне. Однако оно не оказывает существенного влияния на демпфирование, так как в большинстве случаев поршни движутся одновременно и совместно. В связи с этим в рамках исследования демпфирующая характеристика была принята такой же, как для штатной рессоры (см. рис. 3, б). График упругой характеристики представлен на рис. 6.

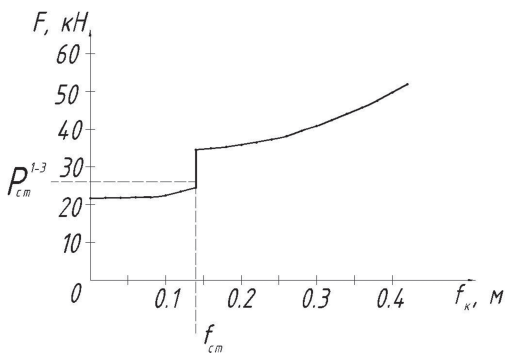


Рис. 6. Упругая характеристика подвески для рессоры с вложенными поршнями для заправочной температуры 20 °С (293 К)

При движении машины по синусоидальному профилю длиной 8 м и высотой неровности 0,15 м наблюдается значительное «всплытие» машины.

Резонанс при движении машины по периодической неровности длиной в две базы машины происходит при скорости 28,8 км/ч (рис. 7, а), при этом высота проходной неровности составляет 0,39 м. При движении машины по периодическим неровностям с длиной в полторы и одну базу проходная неровность на всем диапазоне

Так как демпфирующая характеристика рессоры осталась неизменной, то все недостатки, присущие одноуровневым СП, сохранились. Вместе с тем, следует отметить, что за счет введения вложенного поршня образуется характерная «ступенька» на упругой характеристике подвески, что указывает на стабилизацию величины статического хода в широком диапазоне температур. Однако, как показали полигонные испытания, при движении машины

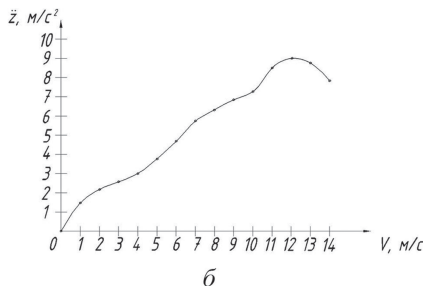
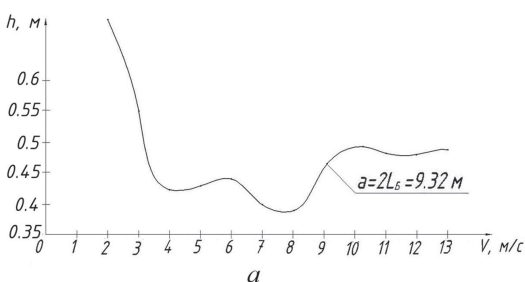


Рис. 7. Характеристики СП машины с ПГР с вложенными поршнями: скоростная характеристика по ускорениям на месте механика-водителя 3,5 g (а); амплитудно-частотная характеристика по ускорениям «тряски» (б)

скоростей составляет более 0,5 м, что эквивалентно коэффициенту качества СП для данных режимов движения, равного единице.

В заданном диапазоне скоростей высота проходной неровности составляет не менее 0,39 м во всех режимах движения, что соответствует коэффициенту качества СП $K_{II} = 0,913$ и средней скорости движения машины по ограничениям СП $v_{ср.п} = 26,64$ км/ч. Эти показатели аналогичны соответствующим параметрам машины со штатной подвеской.

При движении машины в зарезонансном режиме (рис. 7, б) ускорения «тряски» достигают величины $0,92 g$ ($9 м/с^2$), что является крайне неблагоприятным условием для механика-водителя, так как ведет к быстрому утомлению.

Исследование СП транспортной машины с ПГР с двумя ступенями давления. Конструкции ПГР с двумя ступенями давления приведены на рис. 8 и 9.

Конструкцию, представленную на рис. 9, предлагается устанавливать на штатную ГМ. Схема установки ПГР изображена на рис. 10. Характеристики упругого и демпфирующего элементов приведены на рис. 11.

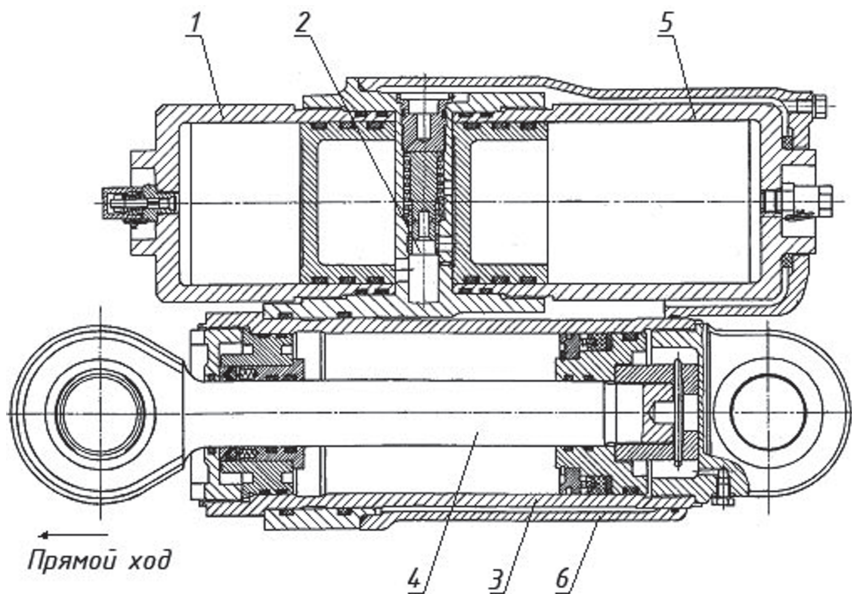


Рис. 8. ПГР с двумя ступенями давления:

1 – пневмоцилиндр низкого давления (первая ступень); 2 – пневмоцилиндр высокого давления (вторая ступень); 3 – гидроцилиндр; 4 – шток с поршнем; 5 – дросселирующая система; 6 – кожух рубашки охлаждения рессоры

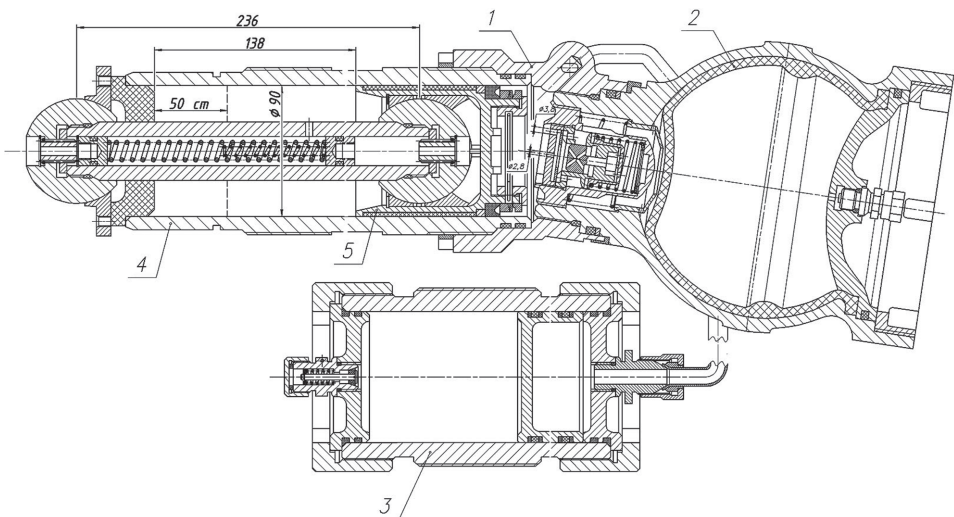


Рис. 9. ПГР со сферическим упругим элементом и двумя ступенями давления:
 1 – корпус ПГР; 2 – пневмобаллон высокого давления (вторая ступень); 3 – пневмоцилиндр
 низкого давления (первая ступень); 4 – гидроцилиндр; 5 – шток с поршнем

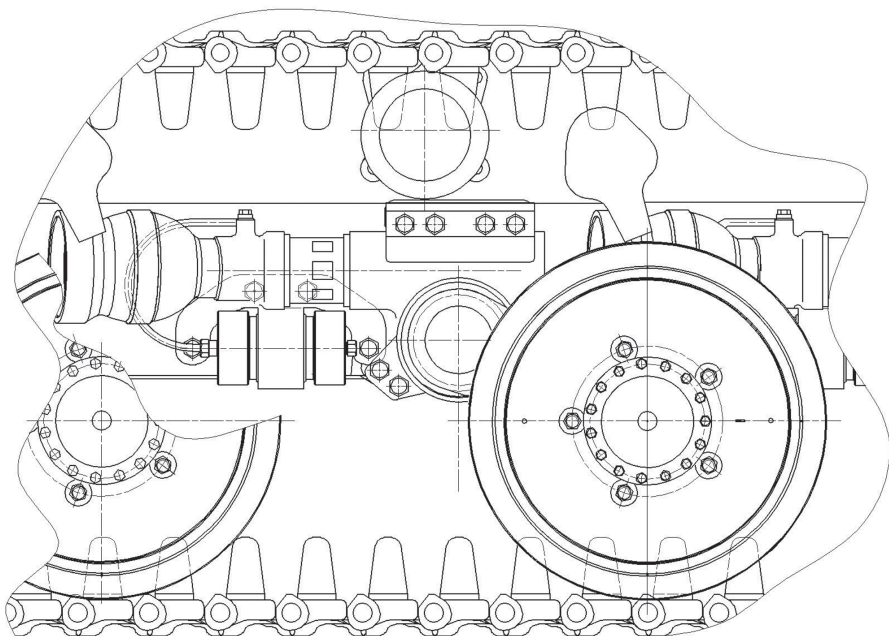


Рис. 10. Вид на борт машины с установленной ПГР с двумя ступенями давления

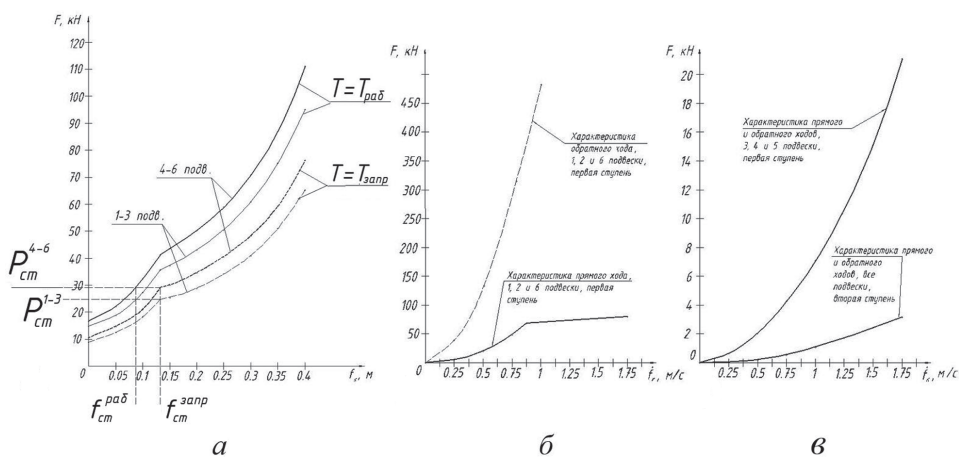


Рис. 11. Суммарная характеристика упругого элемента двухуровневой СП для различных температур (а) и характеристики демпфирующих элементов двухуровневой СП (б, в)

На рис. 11, б хорошо видно, что демпфирование первой ступени стало значительно больше, что обеспечивает более эффективное гашение колебаний в резонансном режиме, а демпфирование второй ступени – во много раз меньше демпфирования первой ступени, что дает возможность обеспечить низкие ускорения «тряски». Следует отметить, что первой ступени соответствует упругий элемент с большей жесткостью, а второй – с меньшей.

Проведенное исследование (при температуре рессоры равной рабочей, т. е. 120 °С (393 К)) показало, что собственная частота системы снизилась с 0,86 до 0,43 Гц. Величина статического хода составляет 80 мм. Таким образом, резонанс по продольно-угловым колебаниям сильно сместился в область малых скоростей движения (рис. 12, а). Резонанс при движении машины по периодической неровности длиной в две базы машины возникает при скорости в 14,4 км/ч, при этом высота проходной неровности составляет 0,35 м. При движении машины по периодической неровности длиной в полторы базы, резонанс наступает при скорости машины 10,8 км/ч, при этом высота проходной неровности составляет 0,335 м.

В диапазоне скоростей от 15 до 48 км/ч высота проходной неровности составляет не менее 0,36 м во всех режимах движения, что соответствует коэффициенту качества СП $K_{п} = 0,872$ и средней скорости движения машины по ограничениям СП $v_{ср.п} = 25,74$ км/ч.

Таким образом, увеличение коэффициента качества СП (в сравнении со штатной СП без системы охлаждения) достигает 9 %,

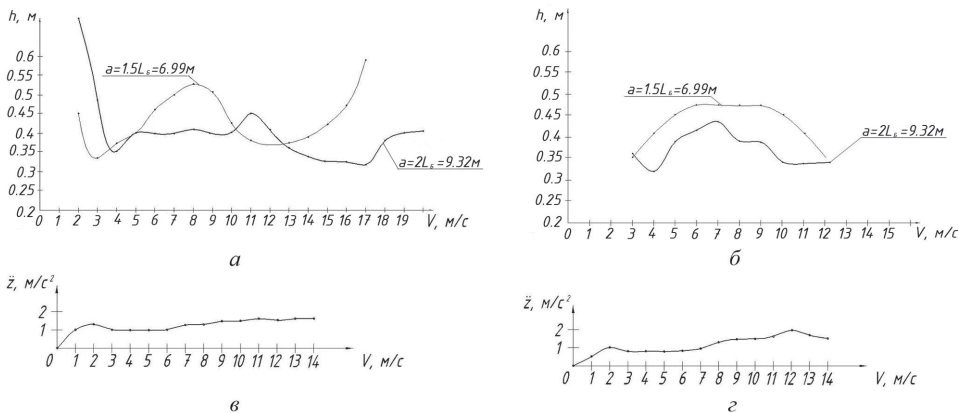


Рис. 12. Характеристики СП машины с ПГР с двумя ступенями давления: скоростная характеристика подвески при температуре ПГР 120 °С (393 К) (а); и температуре ПГР 20 °С (293 К) (б); амплитудно-частотная характеристика подвески при температуре ПГР 120 °С (393 К) (в) и температуре ПГР 20 °С (293 К) по условиям тряски (г)

а увеличение средней скорости движения машины по ограничениям СП – 8,5 %.

При движении машины в зарезонансном режиме (рис. 12, в) частота колебаний не превышает уровня 0,15 g, что в пять раз ниже допускаемой для человека нормы.

Кроме того, было проведено исследование плавности хода машины с применением двухуровневой СП с системой принудительного охлаждения. В этом случае также принималась температура рессоры при работе системы охлаждения равной 20 °С (293 К). Собственная частота системы составляет 0,43 Гц, что обеспечивает резонансный режим на низких скоростях движения машины, когда движение машины носит переходный характер. При этом величина статического хода катка составляет 130 мм, а высота расположения центра масс не меняется, что обеспечивает кинематику, идентичную исходной подвеске с применением системы охлаждения.

На рис. 12, б и г показаны, соответственно, скоростная и амплитудно-частотная характеристики подвески для СП с двумя ступенями давления при температуре ПГР 20 °С (293 К). Резонанс при движении машины по периодической неровности длиной в две базы машины происходит при скорости в 14,4 км/ч, при этом высота проходной неровности составляет 0,32 м. При движении машины по периодической неровности с длиной в полторы базы резонанс наступает при

скорости 10,8 км/ч, при этом высота проходной неровности составляет 0,35 м.

В установленном диапазоне скоростей от 15 до 48 км/ч высота проходной неровности составляет не менее 0,34 м во всех режимах движения, что соответствует коэффициенту качества СП $K_n = 0,839$ и средней скорости движения машины по ограничениям СП $v_{ср.п} = 25,3$ км/ч.

Таким образом, коэффициент качества СП (в сравнении со штатной СП без системы охлаждения) увеличивается на 4,86 %, средняя скорость движения машины – на 6,67 %.

При движении машины в зарезонансном режиме частота колебаний не превышает уровня 0,2 g (рис. 12, z), что в 4 раза ниже допустимой нормы.

Оценка тепловой нагруженности и плавности хода ГМ с различными вариантами СП. Результаты моделирования хода ГМ с различными конструктивными вариантами исполнения СП для трассы с длиной неровности 8 м и высотой неровности 0,15 м приведены в табл. 1–3.

Таблица 1

ГМ со штатной СП

Параметры	Скорость движения машины, км/ч					
	25	30	35	40	45	50
$\ddot{z}_{м.в}$, м/с ²	6,6	7	7	7,1	7,1	7
\ddot{z}_H , м/с ²	7,4	8	8	8,2	8,2	8,1
\ddot{z}_K , м/с ²	2,8	2,4	2	2	1,8	1,4
$\dot{\varphi}$, рад/с	0,5	0,52	0,55	0,58	0,62	0,7
	0,36	0,35	0,23	0,26	0,29	0,3
φ , рад	0,105	0,1	0,09	0,083	0,078	0,072
	0,056	0,05	0,042	0,04	0,036	0,033
W, Вт	3240	4500	5420	6200	7200	8300
	1700	2700	3200	3900	4500	5200

ГМ с двухурневой СП

Параметры	Скорость движения машины, км/ч					
	25	30	35	40	45	50
$\ddot{z}_{м.в}, м/с^2$	8,3	8,8	10,1	9,5	7,5	6,2
$\ddot{z}_H, м/с^2$	9,9	10,4	12,1	11,2	9	7,5
$\ddot{z}_K, м/с^2$	3	2,7	2	2,4	3	3,4
$\dot{\varphi}, рад/с$	0,61	0,71	0,76	0,88	0,8	0,83
	0,4	0,38	0,4	0,41	0,39	0,37
$\varphi, рад$	0,141	0,122	0,105	0,088	0,072	0,062
	0,078	0,062	0,05	0,04	0,035	0,028
$W, Вт$	4800	5800	7000	6000	4200	3400
	2000	2500	2700	2300	2000	2000

Таблица 3

ГМ с одноурневой СП с вложенными поршнями

Параметры	Скорость движения машины, км/ч					
	25	30	35	40	45	50
$\ddot{z}_{м.в}, м/с^2$	7,5	8,8	7,2	7	6,9	6,8
$\ddot{z}_H, м/с^2$	8,4	10	8,2	8	8	7,9
$\ddot{z}_K, м/с^2$	2,9	2,6	2,25	2	2	2,6
$\dot{\varphi}, рад/с$	0,56	0,6	0,6	0,6	0,68	0,75
	0,38	0,27	0,27	0,29	0,3	0,33
$\varphi, рад$	0,124	0,124	0,098	0,085	0,08	0,075
	0,056	0,053	0,046	0,041	0,039	0,035
$W, Вт$	3900	5800	6000	6420	7050	8000
	2000	3200	3800	4200	5000	5900

При этом для продольно-угловых колебаний следует брать верхнее из значений $\dot{\varphi}$, φ , W , а для поперечно-угловых колебаний – значение из нижней строки соответствующего параметра. Также следует помнить, что значения $\ddot{z}_{м.в}$, \ddot{z}_H , \ddot{z}_K приведены только для случая продольно-угловых колебаний корпуса машины.

Выводы. Исследования, проведенные путем математического моделирования движения ГМ по испытательным трассам, показали высокую адекватность математической модели. Так, например, результаты натурального эксперимента, взятые в качестве эталонных, показали, что для ГМ с установленными ППР с вложенными поршнями погрешность математического моделирования составляет в среднем 17,4 %, а для штатной системы – с одним поршнем – менее 14 %.

Таким образом, проведенные исследования показали не только наиболее перспективные направления модернизации существующей рессоры, но и позволили оценить степень адекватности математической модели реальной машины.

Однако следует отметить, что для снижения величины погрешности необходимо проводить уточнение математической модели. В частности, перспективным является исследование внутренней динамики пневмогидравлической рессоры, и внедрение ее модели в модель ГМ. Такое решение, возможно, позволит существенно снизить погрешность при математическом моделировании, а соответствующий учет взаимовлияния элементов ходовой части, явления перераспределения нагрузок, влияния климатических и многих других факторов позволит в дальнейшем создать универсальную модель, с помощью которой с высокой точностью можно будет проводить исследования как существующих, так и разрабатываемых машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беленький Ю. Б. Исследование плавности хода автомобиля большой грузоподъемности с регулируемой характеристикой подвески // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 9. – С. 14–16.
2. Князев А. В., Бархтанов Л. В., Алипов А. А. и др. Математическая модель ходовой части и некоторые практические приложения // Проектирование, испытания, эксплуатация и маркетинг автотракторной техники: Сборник научных трудов к 60-летию кафедры «Автомобили и тракторы» НГТУ. – Н. Новгород, 1997. – С. 139–159.
3. Мельников А. А., Успенский И. Н. Проектирование пневматических подвесок: – Горький: Волго-Вятское книжное издательство, 1965. – 88 с.
4. Oustaloup A., Moreau X., Nouillant M. The CRONE suspension // Control Engineering Practice: Journal of the International Federation of Automatic Control. 1996. – Vol. 4, № 8. – P. 1101–1108.
5. Котиев Г. О., Сарач Е. Б., Сухорук А. В. Повышение плавности хода транспортных машин путем использования системы подрессоривания с «нецелым числом степеней свободы» // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – № 7. – С. 40–45.
6. Котиев Г. О., Сарач Е. Б. Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.

7. Дядченко М. Г., Котиев Г. О., Сарач Е. Б. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 40 с.
8. Дядченко М. Г., Котиев Г. О., Наумов В. Н. Основы расчета систем поддресоривания гусеничных машин на ЭВМ. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 30 с.
9. Дмитриев А. А., Чобиток В. А., Тельминов А. В. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1976.

Статья поступила в редакцию 30.05.2012