

УДК 621.396.66

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Канд. техн. наук, доц. ГУРСКИЙ Н. Н., СЛАБКО Ю. И.,
докт. техн. наук, проф. **ФУРУНЖИЕВ Р. И.**

Белорусский национальный технический университет

При движении мобильных машин по неровной дороге часть мощности двигателя преобразуется в энергию колебаний, которая рассеивается диссипативными элементами подвески. Как показывают исследования [1], мощность, затрачиваемая при продольно-угловых колебаниях, составляет 10–50 % мощности, расходуемой на преодоление сил сопротивления качению. При проектировании шасси мобильных машин целесообразно выбирать параметры подвески с учетом затрат энергии ходового двигателя на колебания.

Элементами, рассеивающими энергию колебаний, являются амортизаторы, сухое трение и шины. Средние рассеиваемые мощности этими элементами вычисляются соответственно по формулам:

$$N_{2il} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (P_{2il} \dot{\Delta}_{il})^2}; \quad (1)$$

$$N_{3il} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (P_{3il} \dot{\Delta}_{il})^2}; \quad (2)$$

$$N_{5il} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (P_{5il} \dot{\delta}_{il})^2}, \quad (3)$$

$$i = \overline{1, n}; \quad l = \overline{1, 2},$$

где n – количество опор; N – число дискретных временных отсчетов; P_2, P_3, P_5 – динамические силы, развиваемые соответственно амортизатором, сухим трением и шиной; $\dot{\Delta}$ – относительная скорость деформации подвески; $\dot{\delta}$ – то же шины.

Общая средняя мощность, затрачиваемая на колебания:

$$N_E = \sum_l \sum_i N_{2il} + \sum_l \sum_i N_{3il} + \sum_l \sum_i N_{5il}. \quad (4)$$

Рассмотрим общую рассеиваемую энергию колебаний и распределение этой энергии по отдельным диссипативным элементам при движении мобильной машины по грунтовой дороге с различными скоростями. Результаты получены с помощью программного продукта ADMOS [2–5].

Математическая модель энергозатрат, вызванных колебательными процессами. Для анализа энергозатрат, обусловленных внутренними динамическими связями, модель мобильной машины может быть представлена набором сосредоточенных масс, соединенных упруго-диссипативными элементами в дискретном числе точек. Уравнения движения, описывающие такую модель, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned}
 M\ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0; \\
 J_y \ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\
 J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0; \\
 J_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n l_{il} (P_{6il} + P_{7il}) &= 0; \\
 m_{ij} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0,
 \end{aligned} \right\} (5)$$

$$l = 1, 2; i = \overline{1, n}; j = 1, 2, 3$$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$\begin{aligned}
 z|_{t=t_0} &= z_0, \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0; \\
 \phi|_{t=t_0} &= \phi_0, \quad \dot{\phi}|_{t=t_0} = \dot{\phi}_0; \\
 \psi|_{t=t_0} &= \psi_0, \quad \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0; \\
 \theta|_{t=t_0} &= \theta_0, \quad \dot{\theta}|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0; \\
 z_{il}|_{t=t_0} &= z_{0il}, \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il}; \quad i = \overline{1, n}, l = 1, 2,
 \end{aligned}$$

где M – амортизированная масса; J_y – момент инерции относительно оси тангажа; J_x – то же инерции относительно оси крена; J_z – то же рыскания; l – индекс борта; i – то же номера опоры; j – то же характеристики упруго-диссипативного элемента ($j = 1$ соответствует упругому элементу, $j = 2$ – амортизатору, $j = 3$ – условному элементу сухого трения); P_{jil} – нелинейная характеристика восстанавливающей силы элемента il -подвески; l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси il -го колеса;

b_{il} – расстояние в поперечной плоскости от центра il -го колеса до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена; P_{4il}, P_{5il} – соответственно диссипативная и упругая силы в il -й шине в нормальном направлении; P_{6il}, P_{7il} – соответственно диссипативная и упругая силы в il -й шине в боковом направлении.

На каждом шаге решения системы дифференциальных уравнений (5) могут быть получены относительные скорости:

$$\dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il} \quad \text{и} \quad \dot{\delta}_{ij} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il},$$

где $\dot{z}_{pil} = \dot{z} + l_{il}\dot{\phi} + b_{il}\dot{\psi}$, а следовательно, и рас-сеиваемые мощности по (1)–(4).

Уравнения (5) позволяют выполнить динамический анализ с учетом основных видов колебаний – вертикальных, продольно- и поперечно-угловых.

Виртуальная модель многоопорной машины и условия компьютерного эксперимента. На рис. 1 приведена компьютерная модель для анализа энергозатрат колебаний мобильной многоопорной машины, параметры которой приведены в табл. 1.

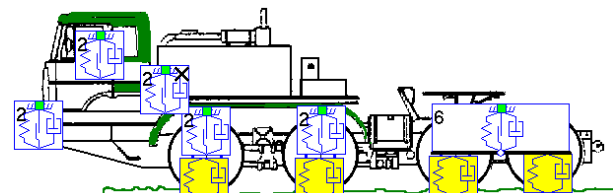


Рис. 1. Компьютерная модель многоопорной машины

Таблица 1

Параметры многоопорной машины

Параметр	Размерность	Номер опоры			
		1	2	3	4
Шасси					
Тип упругого элемента подвески		Зависимая рессорная	Зависимая рессорная	Рессорно-балансирная	Рессорно-балансирная
Тип диссипативного элемента		Гидравл. амортиз.	Гидравл. амортиз.	Нет	Нет
Расстояние между колесами в продольной плоскости:					
между 1-м и 2-м	м	2,2			
между 2-м и 3-м	м	3,3			
между 3-м и 4-м	м	2,52			

Расстояние между колесами в поперечной плоскости	м	1,4			
Неподдрессоренная масса	кг	400	400	730	730
Поддрессоренная масса	кг				
Момент инерции ПМ относительно оси тангажа	кг·м ²	479300			
Момент инерции ПМ относительно оси крена	кг·м ²	473000			
Момент инерции ПМ относительно оси рысканья	кг·м ²	470000			
Упругие элементы подвески					
Динамический ход общий	м	0,26	0,26	0,26	
Динамический ход сжатия	м	0,13	0,13		
Динамический ход отбоя	м	0,13	0,13		
Жесткость упругого элемента, приведенная к колесу	Н/м	390000	390000		
Жесткость балансира 3-й и 4-й осей (на один борт)	Н/м			1200000	
Диссипативные элементы					
Коэффициент сопротивления амортизатора (при малых колебаниях), приведен. к колесу:					
• на ходе сжатия	Н·с/м	3000	3000		
• на ходе отбоя		14000	14000		
Сухое трение	%	10	10	10	
Шины					
Нормальная жесткость шины	Н/м	1200000	1200000	1200000	1200000
Коэффициент диссипации в шине в нормальном направлении	Н·с/м	10500	10500	10500	10500

Компьютерная модель позволяет реализовать различные структуры поддрессирования шасси, кабины, сиденья водителя и возможные схемы установки амортизаторов по опорам машины (на рис. 1 номер 2 соответствует свечной подвеске, номер 6 – балансирной подвеске, подвеска без амортизатора обозначена крестиком). Были рассмотрены наиболее вероятные условия эксплуатации объекта исследования, а именно движение в диапазоне скоростей от 5 до 70 км/ч по дороге с грунтовым покрытием. Формирование микропрофиля грунтовой дороги производится по экспоненциально-косинусной корреляционной функции [6] с параметрами, приведенными на рис. 2.

При проведении компьютерного эксперимента предполагалось, что в исходном состоянии динамическая модель имеет упруго-диссипативные параметры, которые обеспечивают свободные затухающие колебания центра масс машины в соответствии с рис. 3.

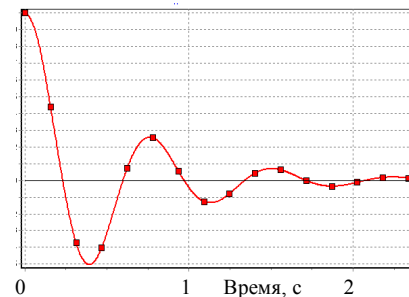
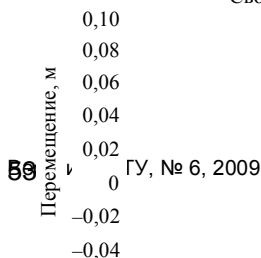


Рис. 3. Свободные затухающие колебания центра масс машины: ■ – вертикальные перемещения поддрессорной массы машины

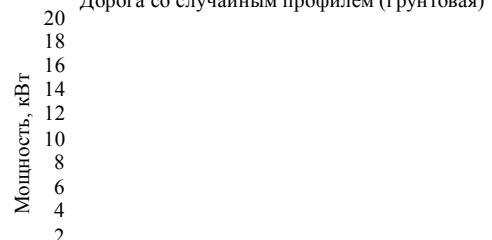
Для рассмотренных схем установки амортизаторов по опорам машины введены следующие обозначения: x–x–x–x, где x принимает значение 0 или 1 (1 – наличие амортизатора на данной опоре, 0 – его отсутствие).

Результаты моделирования. На рис. 4 приведены графики мощностей, рассеиваемых шинами многоопорной машины при отсутствии амортизаторов. Видно, что выделяемые шинами мощности на всех скоростях достигают значительных величин.

Моделирование и анализ реализаций во времени.
Свободные колебания



Энергетический анализ.
Дорога со случайным профилем (грунтовая)



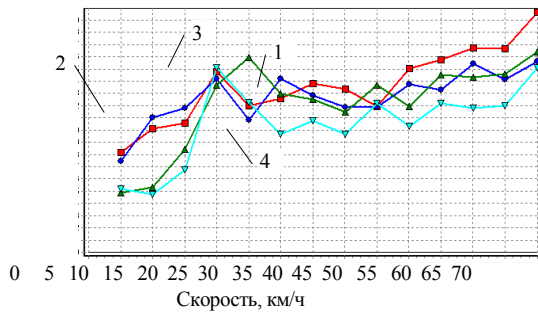


Рис. 4. Распределение мощностей по схеме 0-0-0-0: 1 – мощность, рассеиваемая шиной 1-го колеса машины (левый борт); 2 – то же 2-го колеса; 3 – то же 3-го колеса; 4 – то же 4-го колеса машины

На рис. 5 показано распределение мощ-

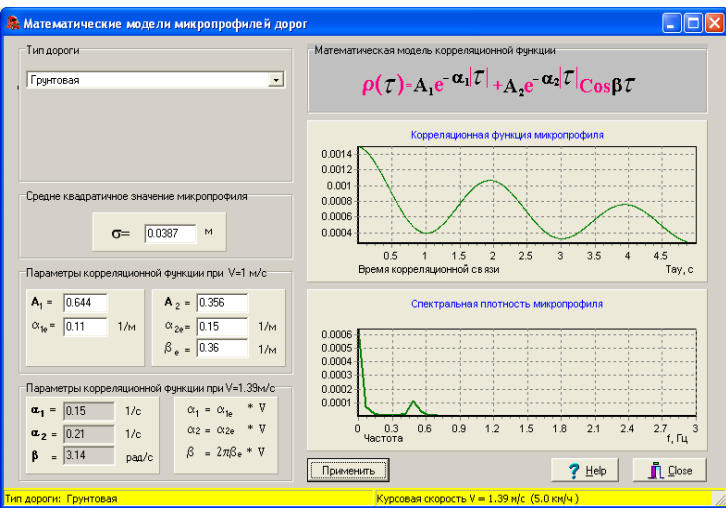


Рис. 2. Интерфейс моделирования микропрофиля грунтовой дороги

ностей при установке амортизаторов на первой и второй опорах.

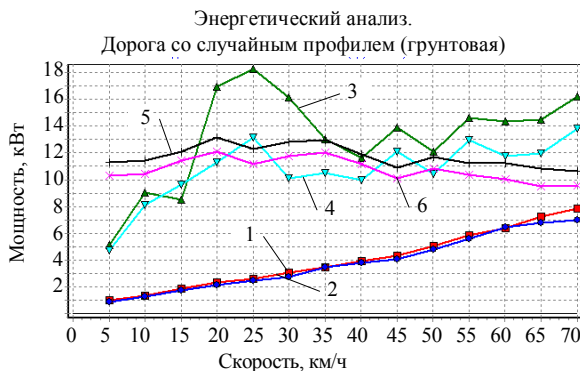


Рис. 5. Распределение мощностей по схеме 1-1-0-0: 1 – мощность, рассеиваемая шиной 1-го колеса машины (левый борт); 2 – то же 2-го колеса; 3 – то же 3-го колеса; 4 – то же 4-го колеса машины; 5 – мощность, рассеиваемая амортизатором машины 1-й опоры (левый борт); 6 – то же 2-й опоры (левый борт)

Как видно, диссипация энергии колебаний амортизаторами позволяет значительно уменьшить рассеиваемую шинами энергию. Графические зависимости, представленные на рис. 6, позволяют оценить распределение выделяемой при колебаниях энергии всеми диссипативными элементами, обеспечивающими диссипацию энергии колебаний по схеме 1-1-1-1.

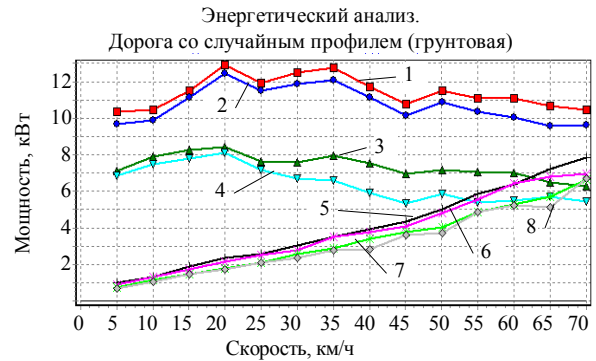


Рис. 6. Распределение мощностей по схеме 1-1-1-1: 1 – мощность, рассеиваемая амортизатором машины 1-й опоры (левый борт); 2 – то же 2-й опоры; 3 – то же 3-й опоры; 4 – то же 4-й опоры; 5 – мощность, рассеиваемая шиной 1-го колеса машины (левый борт); 6 – то же 2-го колеса; 7 – то же 3-го колеса; 8 – то же 4-го колеса машины

Графики общей рассеиваемой мощности в зависимости от схем установки амортизаторов показаны на рис. 7.

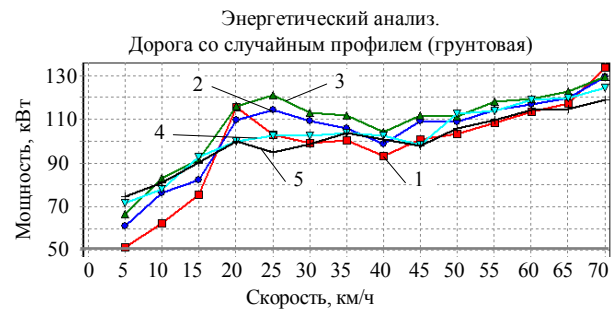


Рис. 7. Зависимости общей рассеиваемой мощности от скорости для различных схем установки амортизаторов: 1 – общая рассеиваемая мощность (схема 0-0-0-0); 2 – то же (схема 1-0-0-0); 3 – то же (схема 1-1-0-0); 4 – то же (схема 1-1-1-0); 5 – то же (схема 1-1-1-1)

Как видно из рис. 7, общая выделяемая мощность в зависимости от схемы установки амортизаторов сохраняется на каждой скорости в определенных пределах, имеющих достаточно

высокие значения независимо от того, включен амортизатор или нет. Это обусловлено тем, что при выключенном амортизаторе основную нагрузку по рассеиванию мощности воспринимает шина. Что касается мощностей, выделяемых шинами при включенном амортизаторе, то из рис. 6 видно, что с ростом скорости выделяемая мощность растет.

При анализе энергозатрат представляет интерес возникающие ускорения в зависимости от схемы использования диссипативных элементов подвески. На рис. 8 приведены полученные ускорения в центре масс машины при изменении схемы установки амортизаторов. Видно, что уровень ускорений в целом изменяется незначительно.

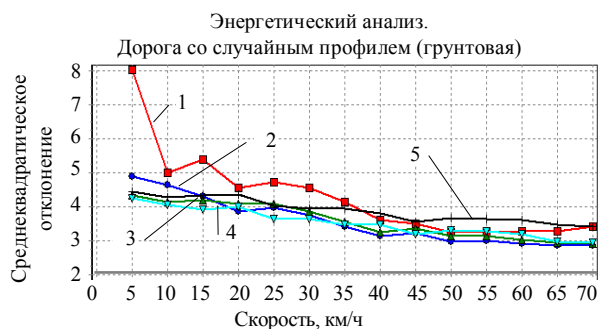


Рис. 8. Зависимости ускорений в центре масс машины от скорости для различных схем установки амортизаторов: 1 – вертикальное ускорение поддресоренной массы машины (грунтовая, 0–0–0–0); 2 – то же (грунтовая, 1–0–0–0); 3 – то же (грунтовая, 1–1–0–0); 4 – то же (грунтовая, 1–1–1–0); 5 – то же (грунтовая, 1–1–1–1)

ВЫВОД

При установке амортизаторов на всех опорах, во-первых, уменьшается энергетическая нагрузка на шины, а во-вторых, общий уровень распределения выделяемой мощности от ско-

рости несколько снижается и становится более равномерным по сравнению с другими схемами установки амортизаторов. При отсутствии амортизатора на опоре увеличивается диссипация энергии шиной, общее же значение рассеиваемой мощности изменяется незначительно. Проведенные исследования колебаний многоопорной машины при движении по грунтовой дороге показали, что схема установки амортизаторов оказывает непосредственное влияние на энергетическую нагрузку шин и в малой степени влияет на вибронгруженность в центре масс машины по ускорениям.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Дмитриев, А. А.** Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, А. В. Чобиток, А. В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
2. **Гурский, Н. Н.** Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. – Минск: БНТУ, 2008. – 296 с.
3. **Программное** обеспечение моделирования и оптимизации динамических систем (ADMOS). РосПАТЕНТ. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610671 от 21 июля 2000 г. / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский. (Copyright of the ADMOS.)
4. **Гурский, Н. Н.** Моделирование, анализ и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев // Сб. науч. трудов III Белорусского конгресса по теор. и прикл. механике / ОИМ НАН Беларуси. – Минск, 2007. – С. 184–191.
5. **Fourounjiev, R.** Methods and Computing Environment for Research and Designing of Mechatronic Systems: R. Fourounjiev, N. Gursky: Trans. of 3rd International Conference «Mechatronic Systems and Materials (MSM-2007)», 27–29 September 2007. – Kaunas, 2007. – P. 271–272.
6. **Силаев, А. А.** Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машгиз, 1963. – 168 с.

Поступила 07.07.2009