

Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин 77-30569/293578

02, февраль 2012

Жилейкин М. М., Котиев Г. О., Сарач Е. Б.

УДК. 62-522.2

МГТУ им. Н.Э. Баумана

jileykin_m@mail.ru

KotievGO@yandex.ru

sarach@yandex.ru

Как известно, требуемый уровень демпфирования многоопорной колебательной системы зависит от характера внешнего возмущения. При силовом типе возмущения (разгон, торможение и др.) необходим максимальный уровень демпфирования во всем частотном диапазоне, при кинематическом же рациональный уровень демпфирования зависит от амплитуд и длин неровностей, а также от частоты возмущения. Первый тип возмущения легко прогнозируется по определенным последовательностям действий водителя с органами управления при соответствующих режимах движения машины. Второй связан с оценкой геометрических параметров профиля и достаточно точной оценкой скорости движения машины, что в настоящее время вызывает проблемы, связанные с практической реализацией. В связи с этим регулирование характеристики демпфирования в зависимости от режимов работы систем амортизации является одним из основных направлений дальнейшего их совершенствования. Весьма перспективно это направление для повышения качества систем первичного подрессоривания многоосных колесных машин (МКМ) с количеством осей более трех. [1, 2].

В работе [1] показано, что для многоосных автомобилей, в силу узкополосного низкочастотного спектра колебаний подрессоренной массы желательной является характеристика демпфирования, обеспечивающая автоматическое получение в зоне резонанса значения коэффициента затухания около $\psi=0,4..0,6$ по продольно-угловым и вертикальным колебаниям, независимо от массы объекта и изменения восстанавливающей силы. В то же время в зарезонансной зоне уровень демпфирования надо снижать [2], что приводит к существенному снижению вибронегруженности МКМ. Это приводит к

необходимости создания подвески переменной структуры, в которой происходит автоматическое изменение уровня демпфирования в зависимости от вида воздействия на МКМ со стороны дорожных неровностей. Причем достаточно двух уровней: основного (высокого), обеспечивающего $\psi=0,4\dots0,6$, и низкого ($\psi=0,1\dots0,3$), который включается только в случае высокочастотного воздействия со стороны дорожного профиля.

При движении по местности водитель задает скорость машины согласно визуальной оценке дорожной ситуации и собственным ощущениям. При этом выбор наилучшего варианта управляемой системы поддресоривания, для текущих внешних возмущений, из всех возможных характеристик позволяет увеличить скорость движения. Рациональность данного выбора связана с критериями плавности хода, предлагаемыми для оценки движения колесной машины по неровностям.

Объектом моделирования в данной работе является многоосная колесная машина полной массой 60 т с колесной формулой 8x8, оснащенная пневмогидравлической подвеской.

1. Получение упругой характеристики подвески

Расчет и получение упругой характеристики подвески – один из основополагающих шагов, так как позволяет проанализировать, насколько удачна выбранная кинематика системы поддресоривания, достаточна ли величина потенциальной энергии подвески при выбранных параметрах, и необходимо ли производить расчет заново при неудовлетворительных показателях.

При расчете упругой характеристики подвески воспользуемся рекомендациями работы [3]. Зависимость упругой силы P_z от хода h_z определим по формуле

$$P_z = P_{z0} \cdot \exp\left(\frac{h_z - h_{z0}}{h_{z0}}\right)$$

Где: P_{z0} – статическая нагрузка на колесо; $h_{z0}=0,2$ м – статический прогиб подвески.

Упругая характеристика подвески, приведенная к ходу колеса и рассчитанная по приведенной выше методике, представлена на рис. 1.

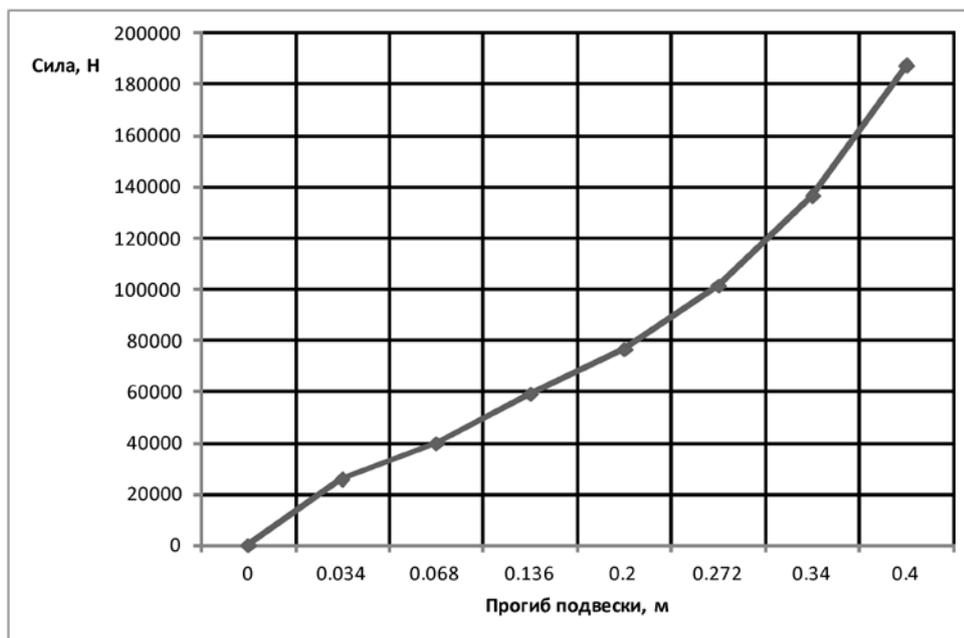


Рис. 1. Упругая характеристика подвески

2. Определение основных характеристик двухуровневого демпфирования

Сопротивление демпферов (амортизаторов) выбирают так, чтобы обеспечить гашение колебаний корпуса с требуемой эффективностью: как уже отмечалось, относительный коэффициент затухания в зоне резонанса должен быть равен $\psi=0,4\dots0,6$ для вертикальных и продольно-угловых колебаний. Если в системе поддрессоривания используются управляемые амортизаторы (управление демпфированием по принципу включен - выключен) тогда характеристики прямого хода амортизаторов имеют два уровня: высокий и низкий. Для низкого уровня демпфирования принимают $\psi=0,1\dots0,3$. Характеристики обратного хода для разных уровней демпфирования обычно одинаковая.

Демпфирующие свойства амортизатора определяются коэффициентом сопротивления μ . То есть демпфирующая сила на колесе в зависимости от скорости колеса определяется по формуле: $R_{д.к} = \mu V_k$.

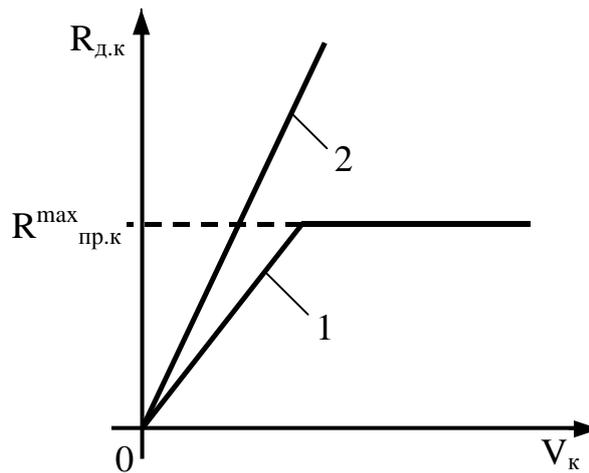


Рис. 2. Демпфирующая характеристика подвески; 1 – прямой ход; 2 – обратный ход

Коэффициенты сопротивления на прямом и обратном ходу различны (рис. 2), но на первом этапе расчетов используют среднее значение коэффициента сопротивления:

$$\mu_{\text{ср}} = (\mu_{\text{пр}} + \mu_{\text{об}})/2.$$

Средний коэффициент сопротивления амортизатора, приведенный к колесу, определим по формуле [3]:

$$\mu_{\text{ср.кз}} = 2\pi \cdot \psi_z \cdot f_z \cdot m$$

$$\mu_{\text{ср.кф}} = 2\pi \cdot \psi_{\varphi} \cdot f_{\varphi} \cdot J_x / \sum_{i=1}^n l_i^2$$

где $\mu_{\text{ср.кз}}, \mu_{\text{ср.кф}}$ - средние коэффициенты демпфирования для вертикальных и продольно-угловых колебаний;

ψ_z, ψ_{φ} - относительные коэффициенты затухания для вертикальных и продольно-угловых колебаний;

f_z, f_{φ} - собственные частоты вертикальных и продольно-угловых колебаний;

l_i — продольная координата i -й подвески относительно центра масс корпуса.

Из двух полученных значений $\mu_{\text{ср.кз}}, \mu_{\text{ср.кф}}$ выбираем наибольшее. По опыту конструирования коэффициент сопротивления амортизатора на обратном ходе, исходя из условия «не зависания» колеса, можно определить как:

$$\mu'_{\text{об.к}} = \frac{\mu_{\text{ср.к}}}{(0,8 \div 0,9)}.$$

Максимальная сила сопротивления амортизатора на прямом ходе, приведенная к оси колеса, ограничивается ускорениями тряски:

$$R_{np.k}^{\max} = \left(\frac{G_n \ddot{z} - c \cdot n \cdot h_n \cdot g}{g} \right) \cdot \frac{1}{2n_a},$$

где $\ddot{z} = g/2$ – максимальные допустимые ускорения тряски,

$h_n = 0,05\text{м}$ — высота неровностей,

c – жесткость подвески вблизи статического хода.

Полученная таким образом характеристика нуждается в уточнении, так как используемые формулы не учитывают нелинейности подвески, характерные для современных быстроходных МКМ. Уточнить демпфирующую характеристику можно, используя имитационное математическое моделирование движения МКМ на ЭВМ.

Известно, что демпфирующий элемент системы подрессоривания, с одной стороны, должен гасить колебания корпуса машины при максимальных амплитудах раскачки («резонансный» режим движения по периодической трассе), а, с другой стороны, не должен передавать дополнительных усилий, вызывающих ускорения «тряски», на корпус машины при движении по высокочастотному профилю трассы («зарезонансный» режим) [4]. Поэтому характеристику демпфирующего элемента уточняют, используя два критерия плавности хода:

Критерий 1. Пиковые ускорения на месте водителя близко, но не превышает $3,5g$.

Критерий 2. Средние квадратические отклонения ускорения на месте водителя не превышают норм по снижению производительности труда от усталости [5]. На характеристики демпфирующего элемента можно выделить три участка (рис. 2):

1 – наклонный участок «обратный ход»,

2 – наклонный участок «прямой ход»,

3 – горизонтальная полка, ограничивающая сопротивление амортизатора на прямом ходе.

Характеристики амортизаторов выбираются из следующих соображений. Коэффициент сопротивления амортизатора на обратном ходе (участок 1) для обоих уровней демпфирования должен быть максимальным, чтобы эффективно гасить колебания корпуса. Но он ограничивается эффектом «зависания» колес. Из-за большего сопротивления амортизатора, колесо не успевает вернуться на уровень нулевого хода подвески до наезда на следующую неровность. В результате чего сокращается

динамический ход подвески и вероятность «пробоя» возрастает. Кроме того, отрыв колес от грунта приводит к потере управляемости колесной машины.

Коэффициент сопротивления амортизатора на прямом ходе (участок 3) для высокого уровня демпфирования также должен быть максимальным. Он ограничивается критерием 1, то есть амортизатор не должен передавать на корпус усилия, вызывающие ускорения более $3,5 g$.

Участок 3, для амортизатора низкого уровня является ограничением по ускорениям «тряски» - критерий 2.

Наклонный участок прямого хода (участок 2) соединяет нулевую точку с участком 3. Наклон данного участка можно сделать таким же, как наклон участка обратного хода (участок 1) или выбрать точку открытия предохранительного клапана в районе $0,5 \text{ м/с}$.

Учитывая вышесказанное, алгоритм выбора характеристики демпфирующего элемента с использованием имитационного математического моделирования движения машины на ЭВМ выглядит следующим образом:

1. Для исходной характеристики демпфирующего элемента, определяем высоту проходной периодической неровности h_{\min} по критерию 1 в «резонансном» режиме движения по неровностям длиной в две базы машины, (как наиболее сложный, с точки зрения вероятности пробоя подвески, вариант [6]). Для этого моделируется движение машины по периодическому профилю со скоростью, соответствующей резонансу режиму по продольно-угловым колебаниям: $v = a / T_{\varphi}$, где $a = 2L$, L – база машины. При этом фиксируются ускорения на месте водителя, ход первой подвески и сила в крайней точке переднего свеса корпуса МКМ, так как кроме пробоя подвески достижение критических ускорений на месте водителя может происходить вследствие ударов корпусом машины о грунт.

2. Уточняем наклон характеристики обратного хода, одинакового для обеих уровней демпфирования, по условию «не зависания» первого колеса. Моделируем «резонансный» режим движения. Анализируя записи хода первого колеса (рис 3), добиваемся, чтобы колесо возвращался на нижний ограничитель хода в момент контакта с грунтом. При этом постоянно повышаем высоту неровностей, чтобы выдерживался критерий 1. Фиксируем достигнутую высоту проходной периодической неровности h_{\min} .

3. Уточняем положение горизонтального участка, ограничивающего сопротивление амортизатора на прямом ходе для высокого уровня демпфирования по критерию 1. Моделируем «резонансный» режим движения. Анализируя записи хода первого колеса и ускорения на месте водителя, добиваемся, чтобы критерий 1 достигался при полном ходе подвески.

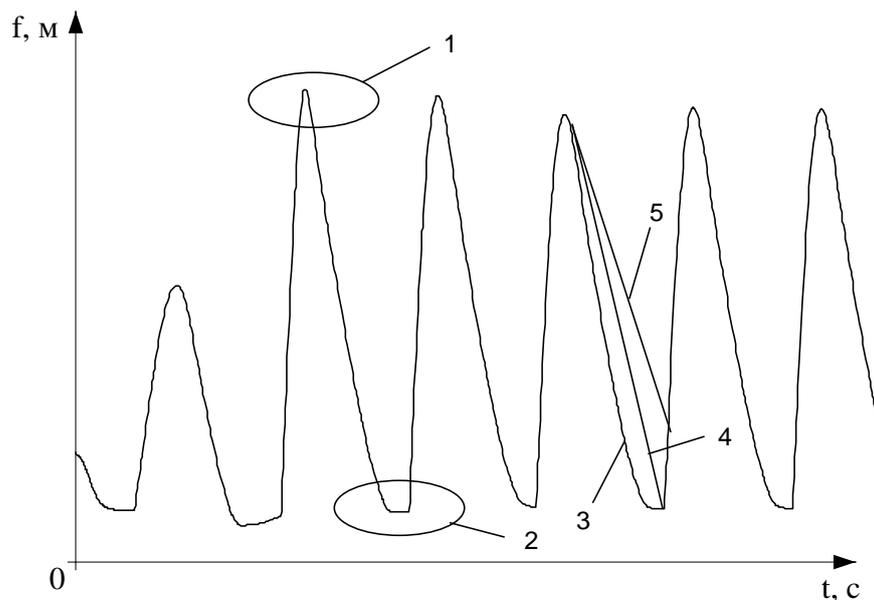


Рис. 3. Фрагмент записи хода первого колеса

1 – область верхнего ограничителя хода; 2 – область нижнего ограничителя хода; 3 – колесо не зависает; 4 – колесо на грани зависания; 5 – колесо зависает

4. Уточняем положение горизонтального участка, ограничивающего сопротивление амортизатора на прямом ходе для низкого уровня демпфирования по критерию 2. Моделируем «зарезонансный» режим движения по неровностям, вызывающим «тряску» [3], длиной равной диаметру колеса: $a = 1...2$ м, высотой $h = 0,05...0,1$ м с максимальной скоростью около 70 км/ч. Изменяя положение участка 3, добиваемся того, чтобы выполнялся критерий 2.

5. Для уточненной характеристики амортизатора определяем высоту проходной периодической неровности в «резонансном» режиме движения.

По результатам моделирования согласно п.п. 1 ... 5, подобрана характеристика двухуровневого демпфирования, приведенная к ходу колеса (рис. 4).

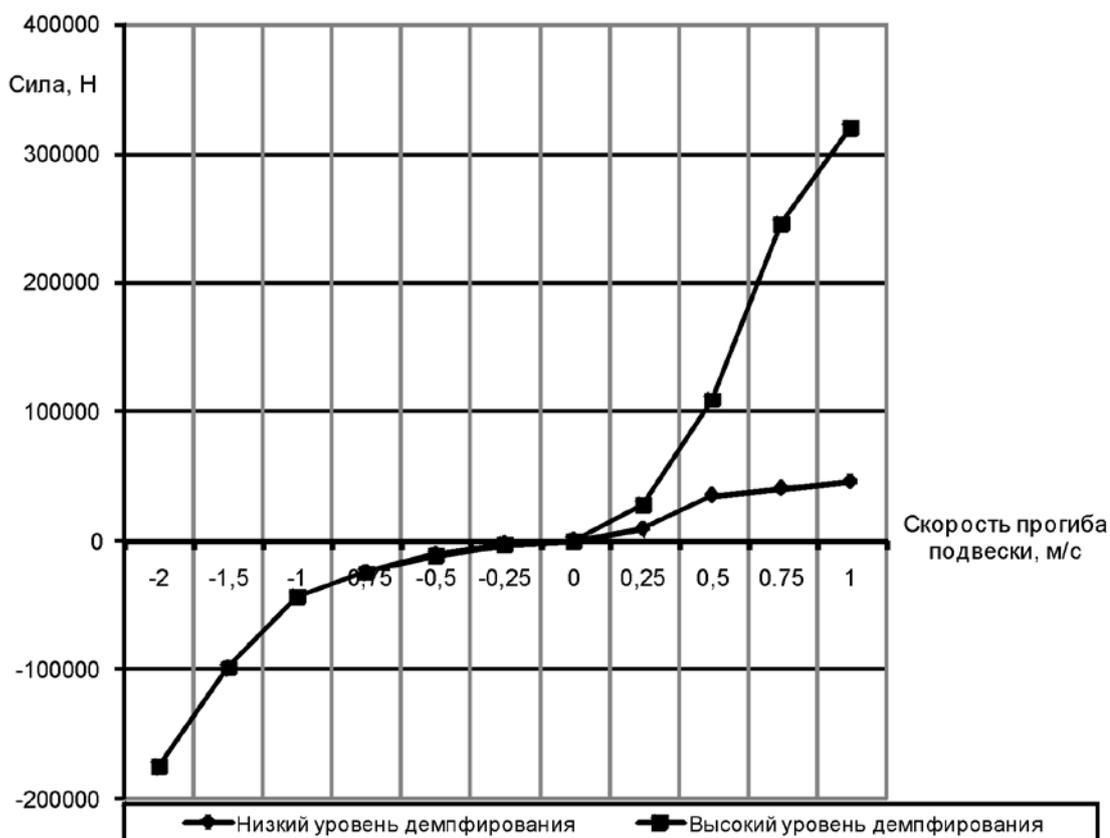


Рис. 4 Характеристика двухуровневого демпфирования

Список литературы

1. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
2. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой / А.Д. Дербаремдикер, Р.А. Мусарский, И.О. Степанов, М.А. Юдкевич // Автомобильная промышленность. 1985. – № 1. – С. 13 – 15.
3. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т.3/ Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.
4. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет. / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
5. ГОСТ 12.2.012-2005. Вибрационная безопасность. Общие требования.- М.: Стандартинформ, 2008. – 35 с.
6. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Савочкин В.А. Автоматическое регулирование демпфирования в подвеске танка. Отчет. - М.: ВАБТВ, 1965, - 101 с.

Technique of selection of characteristics of controlled suspension bracket with two levels of damping multi-wheeled vehicles

77-30569/293578

02, February 2012

Jileikin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B.

Bauman Moscow State Technical University

jileykin_m@mail.ru

KotievGO@yandex.ru

sarach@yandex.ru

The required level of damping a multi-basic oscillatory system depends on the character of external disturbance. In connection with this, regulation of the characteristics of damping, depending on operating modes of amortization systems, is one of the basic directions of their further improvement. This direction for improving the quality of suspension systems in multi-wheeled vehicles (MWV) with the quantity of axes more than three is fairly promising. The authors show that for multi-wheeled vehicles, due to a narrow-band low-frequency spectrum of fluctuations of the case, the characteristics of damping which provides automatic reception in the zone of resonance of attenuation factor nearly $\psi = 0,4 \dots 0,6$ on longitudinal-angular and vertical fluctuations irrespective of the weight of object and change of restoring force, was desirable. At the same time in the above-resonance zone, the damping level should be reduced, which leads to a significant decrease of vibro-load of the MWV. This leads to the necessity of creation of a suspension bracket of variable structure where there is an automatic change of the damping level depending on the kind of road roughness impact on the MWV. Two levels are enough: the basic (high), and low which joins only in the case of high-frequency road profile influence. The design procedure of elastic and damping characteristics of a suspension bracket with two-level damping was developed. The example of calculation for the MWV with the wheel formula 8x8 in the lump of 60 tons was included in this article.

Publications with keywords: [the elastic characteristic of a suspension bracket](#), [the damping characteristic of a suspension bracket](#), [two-level damping](#), [control suspension of multi-wheeled vehicles](#)

Publications with words: [the elastic characteristic of a suspension bracket](#), [the damping characteristic of a suspension bracket](#), [two-level damping](#), [control suspension of multi-wheeled vehicles](#)

Reference

1. Derbaremdiker A.D., Shock absorbers of transport machines, Moscow, Mashinostroenie, 1985, 200 p.
2. A.D. Derbaremdiker, R.A. Musarskii, I.O. Stepanov, M.A. Iudkevich, Self-adjusting shock absorber with programmed damping characteristic, *Avtomobil'naia promyshlennost'* 1 (1985) 13 – 15.
3. B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, L.F. Zheglov, et al., in: A.A. Polungian (Ed.), Design of all-wheel drive wheeled vehicles, Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana – BMSTU Press, 2008, 432 p.
4. Belousov B.N., Popov S.D., in: B.N. Belousov (Ed.), Wheel vehicles specially the big carrying capacity. Design. Theory. Calculation, Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana - BMSTU Press, 2006, 728 p.
5. State Standard of RF 12.2.012-2005, Vibrating safety. General requirements, Moscow, Standartinform, 2008, 35 p.
6. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Savochkin V.A., Automatic adjustment of damping in the suspension of the tank. Report, Moscow, VABTV, 1965, 101 p.