

Повышение приспособляемости автомобильного гидроамортизатора к дорожным условиям за счёт сжатия жидкости

**Волков Ю.П. (1), Герасимов И.М. (iv@rud.gpu.neva.ru) (1),
Марецкий П.К. (2)**

**(1) Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
(2) Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения**

Специфика транспортных средств, предназначенных для движения в различных дорожных условиях и вне дорог («внедорожников»), вынуждает использовать амортизаторы с высоким усилием хода сжатия, позволяющим увеличить энергоёмкость и снизить вероятность пробоя подвески. Однако при движении по высокочастотному дорожному профилю с малой высотой неровности высокое сопротивление хода сжатия увеличивает вертикальные ускорения корпуса машины, ухудшает комфорт и способствует перегреву амортизаторов.

Одним из путей разрешения этого противоречия может быть использование управляемого амортизатора. Однако основным препятствием широкого внедрения такого амортизатора являются дороговизна и сложность конструкции [4]. Поэтому представляет интерес неуправляемый гидроамортизатор, конструкция которого за счёт соответствующего выбора конструктивных параметров и физических свойств жидкости, обеспечивает высокие параметры плавности хода для различных дорожных условий и эксплуатационных скоростей.

У большинства существующих автомобильных амортизаторов усилие хода сжатия формируется за счёт вытеснения жидкости объёмом вдвигаемого штока, при этом обе полости сжатия и растяжения оказываются под давлением. Предположим, что шток амортизатора вдвигается при заглушенных дроссельных отверстиях до срабатывания клапана сжатия. Это могло бы иметь место и при очень быстром перемещении штока, если жидкость «не успевает»

перетечь через дроссельные отверстия. Согласно обобщённому закону Гука [1,2] при уменьшении занятого жидкостью объёма приращение давления рассчитывается по формуле

$$\Delta P = E_{жс} \frac{\Delta V}{V}, \quad \text{где } E_{жс} \text{ – модуль объёмной упругости жидкости.}$$

Исходя из этого выражение для хода поршня до открытия клапана сжатия при заглушенном дроссельном отверстии запишется в виде:

$$X = \frac{R_{сжс} V}{E_{жс} S_{шт}^2} \quad (1)$$

Для отечественных автомобильных гидроамортизаторов данная величина не превышает 2,5 см. Даже для длинноходовой конструкции амортизатора МАЗ, предназначенного для спортивной модификации КАМАЗ, ($V \approx 1000 \text{ см}^3$, $R_{сжс} \approx 4 \text{ кН}$, $S_{шт} = 3,14 \text{ см}^2$, $E_{жс} \approx 1670 \text{ МПа}$) она составит 2,4 см. Это вполне позволяет не учитывать сжатия жидкости, и при расчётах обходиться статической характеристикой. С повышением сопротивления упругий ход штока за счёт сжатия жидкости увеличивается. Однако при этом приходится увеличивать и диаметр штока, исходя из условия потери его устойчивости. Поэтому для повышения эффекта сжатия жидкости необходимо одновременно с диаметром штока увеличивать и диаметр цилиндра. Например, если при сопротивлении хода сжатия 20 кН диаметр штока увеличить с 20 мм до 27 мм ($S_{шт} = 5,73 \text{ см}^2$), диаметр цилиндра с 50 мм до 100 мм, то внутренний объём полостей увеличится до $\approx 2000 \text{ см}^3$ и упругий ход штока составит около 7 см.

Таким образом, усилие на штоке амортизатора с высоким сопротивлением сжатия и большим рабочим объёмом жидкости (или релаксационного гидроамортизатора) может существенно отличаться от рассчитанного по статической характеристике, особенно при высокочастотных колебаниях. Для оценки усилия на штоке амортизатора с учётом сжатия жидкости была создана математическая модель, основанная на решении

системы дифференциальных уравнений изменения давлений в полостях амортизатора:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E_{жс}}{V_1} (S_n \cdot \dot{X} - Q_{12} - Q_{13})$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{E_{жс}}{V_2} (-(S_n - S_{ум}) \cdot \dot{X} + Q_{12})$$

где P_1, P_2 , – давления в полостях сжатия и отбоя; V_1, V_2 – объёмы полостей; \dot{X} – скорость штока; Q_{12}, Q_{13} – расходы из полости сжатия в полость отбоя и в компенсационную камеру, давление в которой близко к атмосферному.

Результаты расчётов для амортизатора, статическая характеристика которого показана на рис. 1, приведены на рис. 2 и 3.

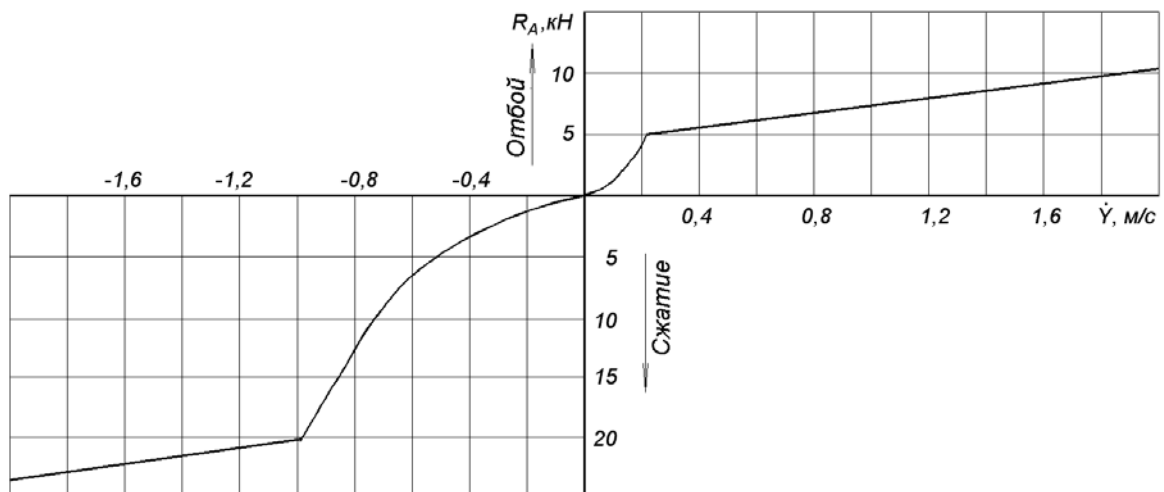


Рис. 1. Статическая характеристика амортизатора

На рис. 2 показаны рабочие диаграммы амортизатора как с учётом, так и без учёта сжатия жидкости при полном ходе штока 10 см и частоте 1,92 Гц. Видно более плавное увеличение усилия в начале хода сжатия по сравнению с полученным по статической характеристике.

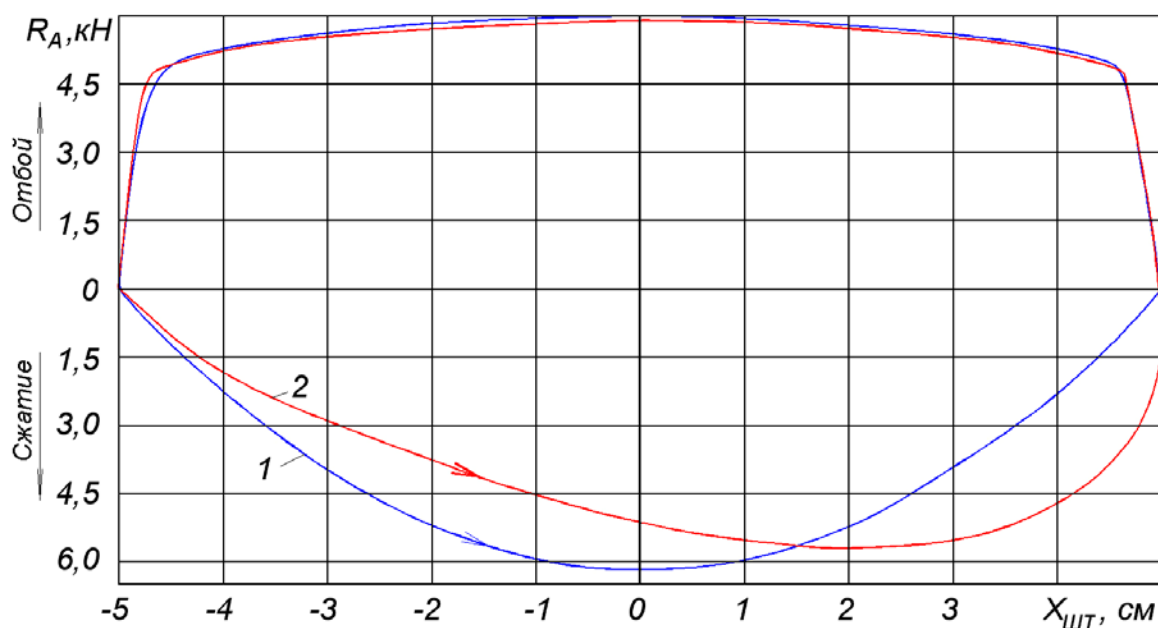


Рис. 2. Рабочая диаграмма амортизатора

1 – усилие на штоке без учёта сжатия жидкости;
2 – то же для жидкости с объёмным модулем упругости 1670 МПа.

На рис. 3 приведены рабочие диаграммы амортизатора при различных амплитудах, но одинаковой максимальной скорости штока, равной 1,7 м/с. При амплитуде перемещений штока около 2 см, что характерно для движения по высокочастотному профилю, усилие на ходе сжатия достигает только 10 кН в конце хода. Для движения по разбитым дорогам с большой высотой неровности характерны большие амплитуды перемещения колёс. В этих условиях сопротивление на штоке будет достигать максимума уже близко к середине хода, то есть в статическом положении, где требуется максимальное гашение колебаний корпуса автомобиля. Следовательно, релаксационный амортизатор лучше приспособливается к различным дорожным условиям, чем обычный.

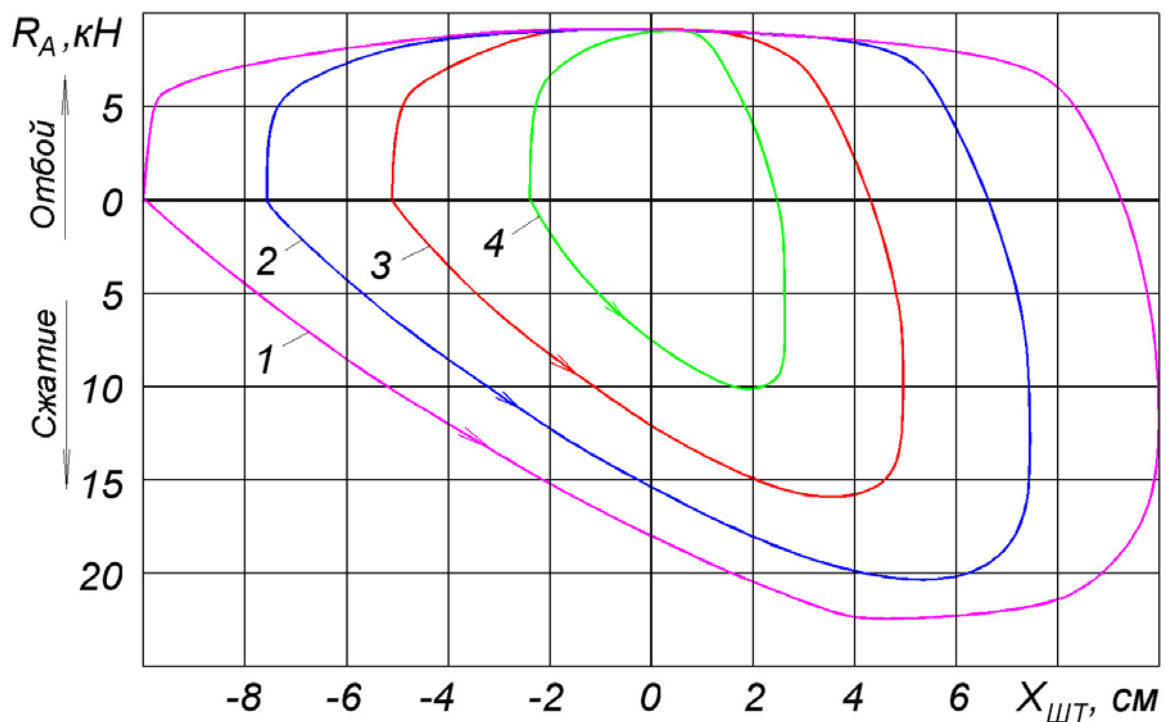


Рис. 3. Рабочие диаграммы амортизатора при разных ходах и одинаковой максимальной скорости штока (1,7 м/с)
 1 – $X_{max}=200$ мм; $f=2,71$ Гц
 2 – $X_{max}=150$ мм; $f=3,16$ Гц
 3 – $X_{max}=100$ мм; $f= 5,42$ Гц
 4 – $X_{max}= 50$ мм; $f=10,84$ Гц

Данный благоприятный эффект был, по-видимому, замечен некоторыми зарубежными фирмами. Так двухтрубный амортизатор типоразмера Т70 фирмы «Voge» при диаметре штока 2,8 см и максимальном усилии на ходе сжатия при 0,524 м/с равном 20 кН, которое можно условно принять за усилие срабатывания клапана хода сжатия, даёт величину X из формулы (1) равную 3,15 см при давлении 32,5 МПа. Для амортизатора того же типоразмера фирмы «Fichtel & Sachs», имеющего диаметр штока 2,2 см и усилие сжатия при скорости 0,524 м/с равное 0,8 кН величина X составляет 3,3 см [3].

Из формулы (1) следует, что упругий ход амортизатора обратно пропорционален модулю объёмной упругости рабочей жидкости. Данный показатель зависит от природы жидкости и находится в пределах 1200...2100 МПа при температуре 20°С в диапазоне давлений до 20 МПа. Меньшие его значения, а, следовательно, большая сжимаемость, присущи полиэтилсилоновым жидкостям и жидкостям типа ПЭС-5, большими значениями обладают специальные тормозные жидкости типа НГЖ-4.

Применяемые в амортизаторах жидкости минерального происхождения занимают промежуточное значение. Следовательно, за счёт применения «сжимаемой» жидкости упругий ход штока амортизатора может быть увеличен примерно на 25...30%.

Таким образом упругий ход, получаемый за счёт сжатия жидкости в амортизаторе, способствует его приспособляемости к различным дорожным условиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. – М.: Машиностроение, 1968. – 502 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
3. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колёса/Пер. с нем. В.П. Агапова; под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
4. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.