

К РАЗРАБОТКЕ АДАПТИВНОГО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Файзибаев Ш.С., д.т.н., проф., (ТашиИИТ)

Радин С.Ю., к.т.н., доц.,

Сливинский Е.В., д.т.н., проф.,

Елецкий Государственный университет им. И.А. Бунина

Известно, что экипажная часть пассажирских вагонов состоит из колёсных пар, которые связаны с рамой тележек и кузовом через систему упругих элементов, надрессорных балок и элементов, поглощающих энергию колебаний. Когда колёсные пары проходят неровности пути (стыки рельс, детали стрелочных переводов, пучины и т.д.) в рессорном подвешивании возникают значительные по величине динамические нагрузки. При этом, необрессоренные части экипажей испытывают ускорения достигающие 25g. Появлению динамических нагрузок способствуют так же дефекты колёсных пар, местные пороки поверхности катания, эксцентричная посадка колеса на ось, неуравновешенность колёсной пары и т.д. Поэтому, именно рессорное подвешивание, уменьшая ускорения обрессоренного строения и вертикальные нагрузки на него и путь, обеспечивает плавность хода подвижному составу. К основным характеристикам рессорного подвешивания относят суммарную жёсткость ступеней рессорных комплектов, степень демпфирования и распределение демпфирования по ступеням. Демпфирование колебаний осуществляется как в самих элементах подвешивания, так и в специально предназначенных устройствах-гасителях колебаний. Наиболее распространёнными и эффективными в конструкциях пассажирских вагонов нашли гидравлические гасители колебаний. Принцип действия их заключается в последовательном перемещении вязкой жидкости поршнем через узкие каналы, в результате происходит перевод механической энергии в тепловую с последующим её рассеиванием в окружающую среду. При проектировании таких гасителей силу их сопротивления определяют исходя из скорости относительной деформации подвижных элементов и коэффициента пропорциональности, который является параметром гасителя. Конструкция современного гидравлического гасителя представляет собой рабочий цилиндр, в котором подвижно расположен шток с поршнем, причём последний снабжён клапанами с дроссельными отверстиями. Такие же клапаны имеются в днище рабочего цилиндра. Рабочий цилиндр находится внутри масляного резервуара. Для повышения плавности хода пассажирских вагонов гидравлические гасители колебаний устанавливают наклонно во второй ступени рессорного подвешивания, что позволяет гасить не только динамические составляющие вертикальных нагрузок, но и горизонтальных. Рабочим телом в гидравлических амортизаторах служат маловязкие жидкости (технические масла), которые содержат специальные добавки, обеспечивающие требуемые физико-технические свойства и их стойкость, отсутствующие у минеральных смазочных масел. В тоже время, свойства рабочей жидкости, находящейся в амортизаторе, изменять практически невозможно, и поэтому организация рабочего процесса должна основываться не только на закономерностях изменения силы сопротивления гасителя, но также и на требованиях термостатической характеристики амортизатора. Так как в конструкциях гидравлических демпферов сила сопротивления возникает при вытеснении жидкости и протекании ее через дросселирующую систему, то при проектировании последней пользуются уравнением неразрывности, описывающим постоянство расхода несжимаемой жидкости вдоль линии тока (принцип Эйлера):

$$W = V_{cp_1} f_{n_1} = V_{cp_2} f_{n_2} = \dots = V_{cp_n} f_{n_n} = const \quad (1)$$

где f_n - площадь поперечного сечения потока;
и уравнением Бернулли в дифференциальной форме:

$$H_n = \frac{\partial}{\partial l} \left(Z + \frac{\beta}{\gamma_{жс}} + \frac{\alpha_i V^2}{2g} \right) dl + \frac{1}{g} \beta_i \frac{\partial V}{\partial t} dl, \quad H_U = \frac{1}{g} \beta_i \frac{\partial V}{\partial t} dl, \quad (2)$$

где α_i и β_i коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей в соответствующих сечениях потока.

При практических расчетах используют основную формулу расхода жидкости при $\Delta p = const$ вида:

$$W = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{жс}}} \sqrt{\Delta p_n} \quad (3)$$

где μ - коэффициент истечения рабочей жидкости;
 f_0 - площадь проходного сечения дросселя;
 Δp_n - действительный перепад давления в дросселе.

В итоге строят гидравлические характеристики гасителей в координатах $\Delta p \frac{H}{Mm^2}$, $W \frac{Cm^3}{C}$ и $V \frac{Cm}{C}$, что позволяет проектировать геометрические параметры клапанов [1,2].

Обобщая вышеизложенное, необходимо отметить, что на сегодняшний день созданы и работают на практике различные типы гидравлических гасителей колебаний, которые широко применяются в конструкциях пассажирских вагонов. Более того, в многочисленных патентных источниках описаны перспективные конструкции гидравлических демпферов, которые более просты по конструкции и позволяют эффективно демпфировать колебания транспортных средств. В тоже время, для расчета гасителей колебаний разработаны совершенные методики, позволяющие определять рациональные параметры последних. Однако, несмотря на это, не решены еще окончательно, например, вопросы автоматического регулирования силы сопротивления демпферов при прямом и обратном ходе; рассеивания энергии сжатия и растяжения за счет использования других деталей демпферов, работающих как при прямом, так и обратном их ходе и т.д.

Анализ существующих конструкций гидравлических демпферов, представленных в различной научно-технической литературе и ряде патентных источников, позволил разработать на уровне изобретения (RU2324089) перспективную конструкцию гидравлического демпфера имеющего простую, но более эффективную конструкцию в сравнении с известными техническими решениями.

На рис.1 показан общий вид гидравлического демпфера в разрезе, на рис.2 часть его полого штока с выполненной на его поверхности щелью и на рис.3 также часть штока, но его вид по стрелке А.

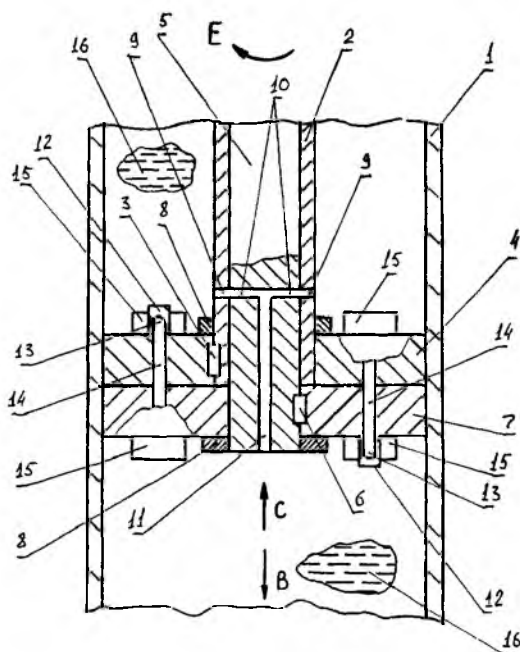


Рис.1

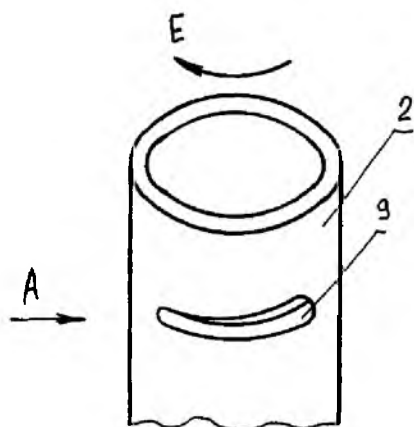


Рис.2

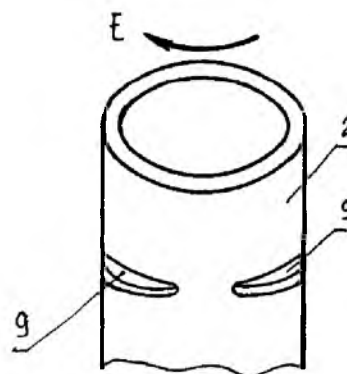


Рис.3

Гидравлический демпфер состоит из рабочего цилиндра 1, в котором расположен пустотелый шток 2 кольцевого сечения, жестко при помощи шпонки 3 связанный с верхней половиной поршня 4. Внутри пустотелого штока 2 подвижно размещен сплошной шток 5 круглого сечения, соединенный при помощи шпонки 6 с нижней половиной поршня 7. Штоки 2 и 5 зафиксированы относительно половин поршня 4 и 7 стопорными шайбами 8. В пустотелом

штоке 2 выполнены сквозные пазы 9, имеющие разную по их длине высоту и контактирующие с отверстиями 10, связанными с каналом 11, расположенным в сплошном штоке 5. На наружных поверхностях верхней половины поршня 4 и нижней 7 выполнены выступы 12, в которых имеются горизонтально расположенные каналы 13, переходящие в вертикальные каналы 14. Выступы 12 примыкают с зазором к радиальным ребрам 15 жестко присоединенным к половинам поршней 4 и 7. Рабочий цилиндр заполнен рабочей жидкостью 16.

Работа гидравлического демпфера происходит следующим образом. При поступательном перемещении верхней 4 и нижней 7 половин поршня, например, по стрелке *B*, рабочая жидкость 16 через горизонтально расположенные каналы 13 выступов 12 попадает в вертикальные каналы 14 и истекая под давлением взаимодействует с радиальными ребрами 15, расположенными на наружной поверхности верхней половины поршня 4. В результате на этой половине поршня возникает вращающий момент, воспринимаемый пустотелым штоком 2 кольцевого сечения. Одновременно рабочая жидкость 16 по стрелке *C* попадает в канал 11 и затем в отверстия 10, а так как они в начальный момент времени расположены напротив сквозных пазов 9, имеющих, например, на этом участке размер по высоте равный диаметру отверстий 10, то рабочая жидкость 16 без особого сопротивления проходит в надпоршневую полость рабочего цилиндра 1. В дальнейшем, в связи с закручиванием пустотелого штока 2 кольцевого сечения по стрелке *E* крутящим моментом, например, отверстие 10, находящееся слева, (см. рисунки), будет постепенно перекрываться уменьшающимся размером по высоте щелью 9, что создаст сопротивление движению штоков 2 и 5 по стрелке *B*. В то же время отверстие 10, находящееся справа сразу же перекроется стенкой пустотелого штока 2 и поэтому рабочая жидкость 16 через него не будет попадать в надпоршневую полость рабочего цилиндра 1. Следовательно, сопротивление движению штоков 2 и 5 совместно с половинами поршня 4 и 7 еще более возрастет, а это увеличит демпфирующую способность демпфера. При движении штоков 2 и 5 совместно с половинами поршня 4 и 7, обратном направлении стрелки *B*, рабочая жидкость 16 из надпоршневой полости демпфера будет перетекать в обратном направлении через каналы 14 и тем самым, при взаимодействии ее с ребрами 15, расположенными на нижней половине поршня 7, будет закручивать сплошной шток 5 круглого сечения, но в направлении обратном стрелке *E*. Такой его угловой поворот также будет способствовать перекрытию отверстий 10 и подобно тому, как это описано выше, создавать силы сопротивления движению подвижных деталей демпфера. В дальнейшем указанные процессы могут повторяться многократно.

Проведённые ранее исследования [3], связанные с расчётом ряда параметров также перспективного гасителя колебаний описанного в патенте RU2234013 (ранее также полученного нами), показали, что в случае использования его в конструкции тележки пассажирского вагона с подрессоренной массой 43,4 тонны через раму тележки на кузов к штоку гидравлического гасителя колебаний может быть приложена максимальная динамическая нагрузка $N=2000\text{кгс}$, вызванная поперечными его колебаниями. При этом средняя величина силы давления рабочей жидкости при прохождении вагоном неровности пути вызвавшей такие колебания на одно радиальное ребро 15 (см. рис.) поршня при сжатии и отдаче составляет порядка $30,16\text{кгс}$, крутящий момент на поршне T , часть которого жестко присоединена к полуму штоку d_H , равен $4,0\text{кгс}\cdot\text{м}$, а момент на штоке $d_B T_1 = 5,0\text{кгс}\cdot\text{м}$. Также рассчитаны рациональные размеры диаметров штоков $d_H=19,2\text{мм}$, а $d_B=14\text{мм}$. Исходя из этого, определим максимальные значения углов закручивания штоков работающих на чистое кручение при действии на них указанных крутящих моментов по зависимости:

$$\phi_T = \frac{T \cdot l_H}{GJ_p} = \frac{40000 \cdot 200}{8 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 19,2^4} = 0,26\text{рад} = 15^\circ 23'$$

$$\phi_{T_1} = \frac{T_1 \cdot l_B}{Gf_p} = \frac{50000 \cdot 250}{8 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 14^4} = 0,4 \text{ рад} = 22^\circ 55',$$

где l_H – рабочая длина наружного штока, равная 200мм;
 l_B – рабочая длина внутреннего штока, равная 250мм.

Исходя из полученных значений углов поворота штоков при сжатии и отдаче гасителя, конструктивно примем длину сквозных пазов 9 (см. рисунки) $l_H = 8,0 \text{ мм}$, при этом также считаем, что диаметр отверстий 10 и канала 11, выполненных во внутреннем штоке, имеющем сплошное сечение, равен $d_K = 2,5 \text{ мм}$, то есть таким же, как и каналы 14 находящиеся в поршне. Также конструктивно назначим максимальную ширину пазов 2,5мм плавно переходящую на конце их в ширину 1,2мм. Определим расход рабочей жидкости, в начальный момент времени хода поршня в режиме сжатия при вышеуказанной нагрузке $N = 2000 \text{ кгс}$, протекающей через указанный канал, отверстия в сплошном штоке и пазы считая, что в этом случае давление рабочей жидкости в них такое же, как это имеет место в подпоршневой полости гасителя $p = 3,99 \text{ МПа}$ [3] по зависимости:

$$Q_{шт} = \mu A \sqrt{\frac{p}{\gamma}} = 0,74 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{39,9 \cdot 10^4}{86,6}} = 70,9 \text{ см}^3 / \text{с},$$

где μ – коэффициент истечения рабочей жидкости принят 0,74 [3];

A – площадь паза полого штока равная 20,0мм²;

γ – плотность рабочей жидкости 86,6 кгс·с²/м⁴.

Следовательно, общий расход рабочей жидкости через каналы выполненные в поршне и штоке составит $Q_{\Sigma} = Q_{шт} + Q_{порш} = 70,9 + 485 = 555,9 \text{ см}^3/\text{с}$. Однако в следующий момент времени, когда полый шток получит максимальный угловой поворот $\phi_T = 15^\circ 23'$ произойдет полное перекрытие отверстий сплошного штока стенками полого штока и тогда окажется, что $Q_{шт} = 0$. Следовательно, расход рабочей жидкости Q_{Σ} уменьшится на 70,9 см³/с и окажется равным 485 см³/с, а это в итоге говорит о том, что вся его энергия удара будет направлена на увеличение угла закручивания ϕ_T и крутящего момента на поршне T . При отдаче гасителя описанное явление будет аналогичным в части повышения демпфирующей характеристики гасителя.

Результаты исследования переданы службе технической политики управления ЮВЖД ОАО «РЖД» и рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам тяжёлой промышленности и вагоностроения для дальнейшего изучения и доработки предложенного гидравлического гасителя колебаний с целью возможного внедрения его в практику.

Литература

1. Осинковский Л.А. Выбор параметров демпфирования вертикальных колебаний вагонов одинарного подвешивания с учетом упругости кузова. Л., Транспорт, 1967. 176с.
2. Челноков И.И. и др. Гасители колебаний вагонов. М., Трансжелдориздат, 1963. 234с.
3. Сливинский Е.В., Зайцев А.А., Радин С.Ю. Перспективная конструкция гидравлического гасителя. // Локомотив. - 2007.- №10, с 36-37.