

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА С ГИДРОВСТАВКОЙ НА ОСНОВЕ АПМ-120-Т1

В настоящее время на вагоны-цистерны, перевозящие опасные грузы, необходимо устанавливать поглощающие аппараты класса не ниже Т2. Такие аппараты серийно изготавливаются зарубежными предприятиями и имеют высокую стоимость, что в условиях рыночной экономики отрицательно сказывается на рентабельности производства вагонов-цистерн. Вот почему создание поглощающего аппарата собственной конструкции является важной и актуальной задачей для ПАО «Азовмаш».

Перспективным направлением в создании аппарата класса Т2 собственной конструкции является применение гидровставки.

На железных дорогах США широко используется фрикционный поглощающий аппарат с гидровставкой MARK H-60 фирмы «Вестингауз». Устройство данного аппарата показано на рис 1. Принципиальная схема гидровставки показана на рис. 2.

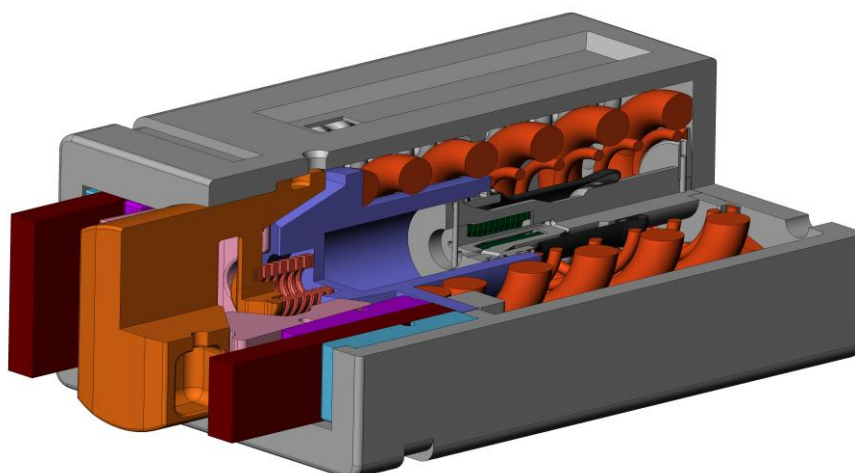


Рис. 1. Устройство аппарата MARK H-60

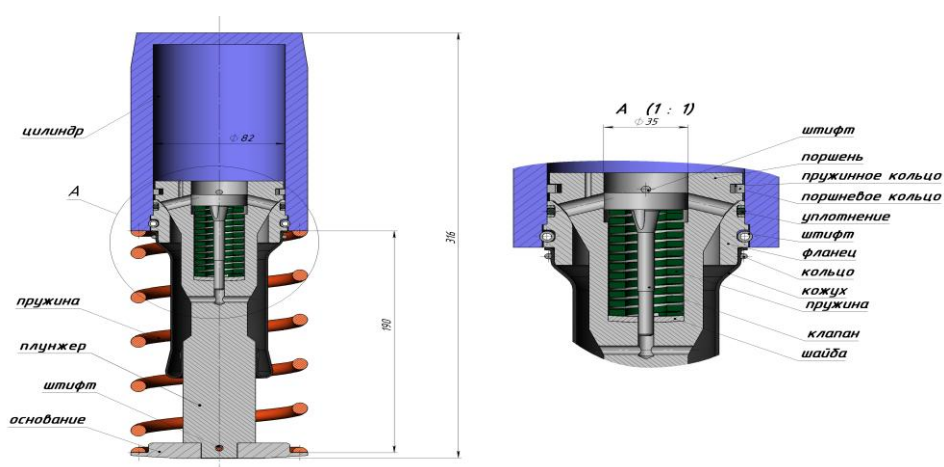


Рис. 2. Принципиальная схема гидровставки

Принцип действия гидровставки следующий. Под действием приложенной нагрузки поглощающий аппарат сжимается, при этом плунжер погружается в цилиндр. Если скорость приложения нагрузки невысокая, то гидровставка практически не оказывает сопротивления, так как жидкость успевает перетечь через отверстие постоянного сечения, расположенное в торце клапана. По мере увеличения скорости приложения нагрузки давление в цилиндре, а также и на клапан, подпертый пружиной, повышается. Под действием приложенной к клапану силы пружина сжимается, и клапан открывает отверстия в плунжере 4, через который начинает перетекать жидкость, размещаясь в резиноканевом сильфоне. Клапан фиксируется в определенном положении с помощью штифта. В зависимости от скорости приложения нагрузки, а также геометрических размеров плунжера, клапана и жесткости пружины гидравлический амортизатор настроен на определенную силовую характеристику. Для возвращения деталей амортизатора в исходное положение служит большая пружина. Аппарат типа Н-60 не имеет стяжного болта. При такой конструкции аппарата улучшается силовая характеристика, уменьшаются срывы, аппарат работает стабильно. Возвращение деталей аппарата в исходное положение происходит под действием пружин.

Специалистами ООО «ГСКБВ» был спроектирован аппарат с гидровставкой, основные конструктивные элементы которого заимствуются с серийно выпускаемого аппарата АПМ-120-Г1. Конструкция данного аппарата представлена на рис. 3.

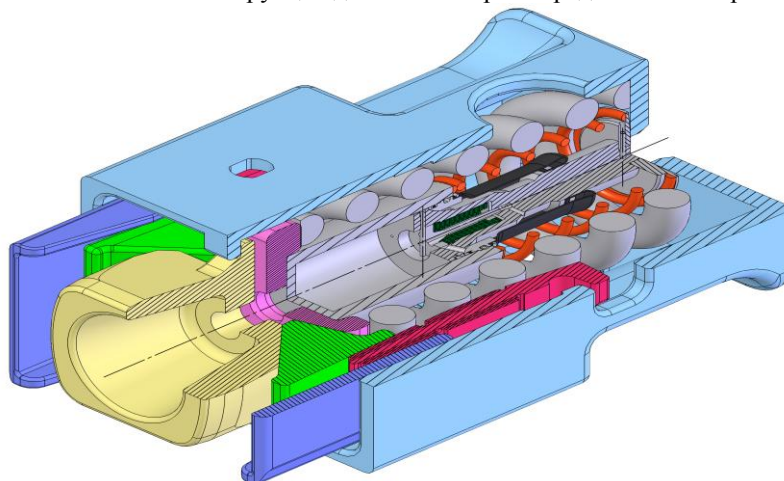


Рис. 3. Поглощающий аппарат с гидровставкой (проект ООО «ГСКБВ»)

Чтобы оценить эффективность применения гидровставки в поглощающем аппарате собственной конструкции, была разработана математическая модель, которая позволяет проводить оценку силовых характеристик.

Рассмотрен процесс копровых испытаний. Уравнение движения нажимного конуса имеет вид

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = g - \frac{\psi \cdot x \cdot \dot{x} \cdot P_{np} \cdot x \cdot i_{np}, \dot{x} \cdot i_{np}}{M}, \quad (1)$$

где $\psi = \frac{P}{P_{np} \cdot x \cdot i_{np}, \dot{x} \cdot i_{np}}$ – коэффициент передачи, показывающий, во

сколько раз силу сжатия аппарата P превышает силу сжатия подпорного блока

$$P_{np} \cdot x \cdot i_{np}, \dot{x} \cdot i_{np} ;$$

i_{np} – передаточное отношение – отношение величины перемещения опорной плиты к перемещению нажимного конуса;

M – масса падающего груза;

g – ускорение свободного падения.

Коэффициент передачи на этапе нагрузки определяется зависимостью:

$$\psi(x, \dot{x}) = \begin{cases} \psi_I \cdot \dot{x} & \text{при } 0 \leq x \leq a; \\ \psi_{II} \cdot \dot{x} & \text{при } a \leq x \leq x_{\max}; \end{cases} \quad (2)$$

где

$$\psi_I = \frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{\cos \beta - f_3 \sin \beta} \cdot \frac{\cos \beta - \gamma}{\cos \alpha + \gamma} \frac{1 + f_2 f_3}{1 - f_1 f_2} + \frac{\sin \beta - \gamma}{-\sin \alpha + \gamma} \frac{f_2 - f_2}{f_1 + f_2};$$

$$\psi_{II} = \psi_I + \frac{f_4 + f_5}{\cos \beta - f_3 \sin \beta} \frac{\cos \gamma - f_2 \sin \gamma}{\beta}.$$

$$\cdot \frac{\sin \alpha + \beta}{\cos \alpha + \gamma} \frac{1 - f_1 f_3}{1 - f_1 f_2} + \frac{\cos \alpha + \beta}{-\sin \alpha + \gamma} \frac{f_1 + f_3}{f_1 + f_2}$$

Сила сжатия подпорного блока определяется как сумма силы пружин и силы сопротивления гидровставки [1]:

$$P_{np} \cdot x \cdot \dot{i}_{np}, \dot{x} \cdot \dot{i}_{np} = C_1 x_{01} + x \cdot i_{np} + C_2 x_{02} + x \cdot i_{np} + \frac{k \cdot \gamma \cdot F_n^3}{2 \cdot g \cdot f_o^2} \dot{x} \cdot \dot{i}_{np}^2, \quad (3)$$

где C_1, C_2 – жесткости наружной и внутренней пружин;

x_{01}, x_{02} – начальное сжатие наружной и внутренней пружин;

k – поправочный коэффициент гидравлических потерь и сужения струи;

γ – плотность жидкости;

F_n – площадь поршня;

f_o – площадь отверстий для перетекания;

$\dot{x} \cdot \dot{i}_{np}$ – скорость движения поршня;

g – ускорение свободного падения.

Величину, на которую открывается дросселирующее отверстие, определим из условия равновесия штока клапана

$$P \cdot F_{кл} = C_{кл} x_{0кл} + h, \quad (4)$$

где P – давление в рабочей камере гидровставки;

$F_{кл}$ – площадь поршня клапана;

$C_{кл}$ – жесткость пружины клапана;

$x_{0кл}$ – начальное поджатие пружины клапана;

h – величина перемещения поршня, конструктивно совпадает с величиной открытия дросселирующего отверстия.

Давление в рабочей камере гидровставки определим по формуле

$$P = \frac{k \cdot \gamma \cdot F_n^2}{2 \cdot g \cdot f_o^2} \dot{x} \cdot \dot{i}_{np}^2 \quad (5)$$

В данной формуле площадь дросселирующих отверстий f_o составляет:

$$f_o = n_{op} \left(f_{ом} + r^2 \arccos \left(\frac{r-h}{r} \right) - r-h \sqrt{2rh-h^2} \right), \quad (6)$$

где $f_{ом}$ – площадь перепускного отверстия;

r – радиус дросселирующего отверстия;

n_{op} – количество дросселирующих отверстий.

Подставив (5) и (6) в (4), получим уравнение, из которого на каждом шаге интегрирования необходимо определить величину подъема клапана, а из нее площадь дросселирующих отверстий и силы гидровставки.

$$\frac{k \cdot \gamma \cdot F_n^2}{2 \cdot g \cdot n_{op}^2 \left(f_{om} + r^2 \arccos\left(\frac{r-h}{r}\right) - r - h \sqrt{2rh - h^2} \right)^2} \dot{x} \cdot i_{np}^2 \cdot F_{кл} = C_{кл} \cdot x_{0кл} + h \quad (7)$$

Полученное уравнение решается методом половинного деления. Если равенство (7) ни при каких значениях h не выполняется, то клапан либо полностью открыт, либо полностью закрыт.

Расчетная силовая характеристика аппарата представлена на рис. 4.

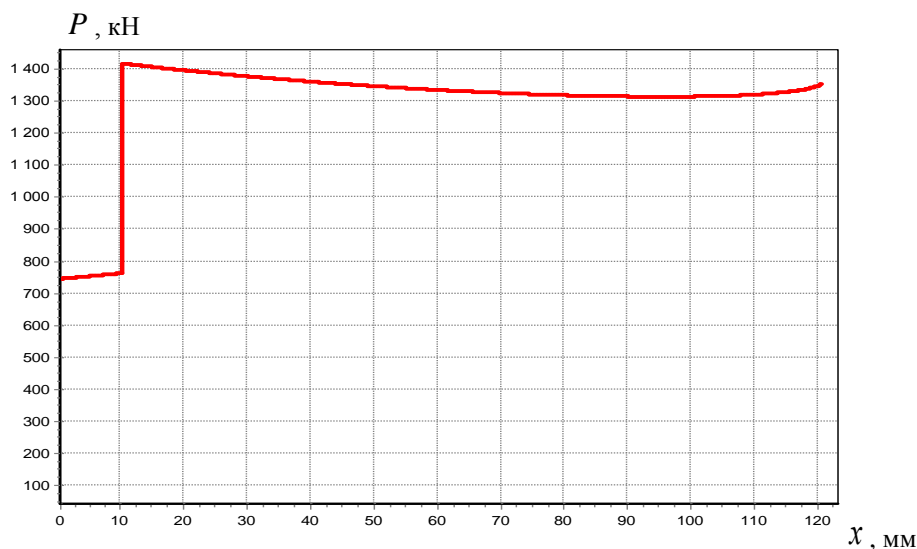


Рис. 4. Силовая характеристика поглощающего аппарата

ВЫВОДЫ

1. Судя по полученным результатам теоретических исследований, поглощающий аппарат с гидровставкой на основе АПМ-120-Т1 вполне соответствует классу Т2.

2. По результатам испытаний опытного образца математическую модель следует усовершенствовать, что позволит адекватно прогнозировать влияние различных параметров на силовые характеристики.

Перечень ссылок

1. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (коэффициенты местных сопротивлений и сопротивления трения) / под ред. *Идельчик И.Е.* – М.: Машиностроение, 1960.- 110с.
2. *Костюков В.А.* Основы гидравлики и аэродинамики – М.: Машиностроение, 1975.-247с.

Рецензент: д.т.н., профессор В.К. Губенко

Статья поступила 18.12.2013г.