

вой // Уч. зап. Забайкал. гос. ун-та. Физика. Математика. Техника. Технология. – 2016. – Т. 11, № 4. – С. 59–68.

2. Белоцерковский, О. М. Турбулентность: новые подходы / О. М. Белоцерковский, А. М. Опарин, В. М. Чечеткин. – М. : Наука, 2003. – 286 с.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛАСТОМЕРНОГО ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА

А. А. Лопатин

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель А. И. Столяров

Гидравлические амортизаторы для вагонов (поглощающие аппараты автосцепки) различаются по виду дросселируемой рабочей среды и способу создания квазистатической силы сопротивления. Перспективным является использование в качестве рабочей среды полимерных эластомеров, сжимаемость которых в замкнутом объеме достигает 15 %. Уникальная комбинация свойств силоксанового эластомера позволяет одновременно реализовать функции демпфирования и упругого элемента амортизатора. Однако препятствием внедрению эластомерных поглощающих аппаратов (ПА) является вопрос надежности указанных изделий. Из-за высоких осевых усилий в автосцепке при соударении вагонов давление в рабочей камере аппарата достигает 500 МПа, а напряжения в стенках достигают предела текучести высокопрочных сталей 38ХС, 40ХС. Объем аппарата и толщина стенок гидроцилиндра лимитированы размером автосцепки, что накладывает жесткие ограничения на возможности геометрической оптимизации. Таким образом, совершенствование конструкции ПА в значительной степени определяется комплексным рациональным выбором состава эластомера, диаметра дросселирующего отверстия и других конструктивных параметров аппарата, при котором обеспечивается его работоспособность.

Целью данной работы было исследование напряженно-деформированного состояния эластомерного поглощающего аппарата. Расчет напряжений и деформаций проводили с помощью метода конечных элементов, а течения рабочей среды – методом конечных объемов.

На рис. 1 показана конструкция ПА, в поршне которого 3 выполнены три дроссельных криволинейных отверстия диаметром 7 мм. На внутренней поверхности плунжера 1 предложены три направляющие 2, которые ограничивают возможный поворот поршня со штоком, вызванный наличием тангенциальной составляющей потока эластомера.

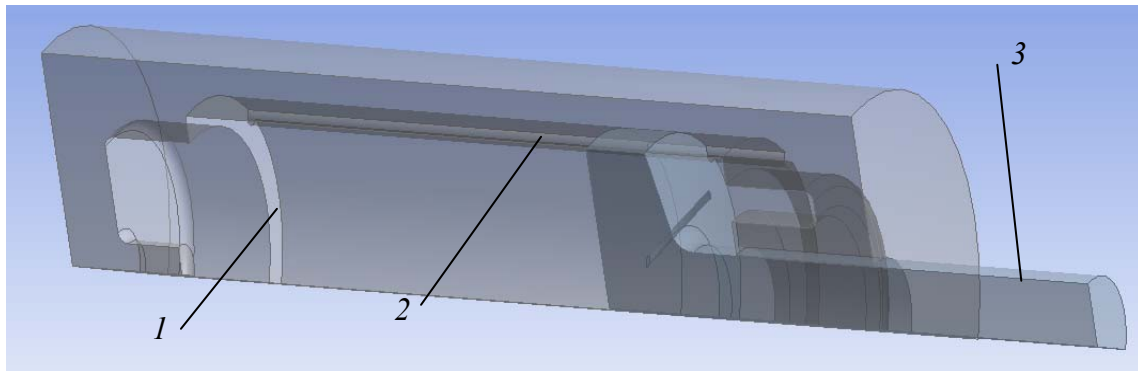


Рис. 1. Физическая модель поглощающего аппарата:
1 – плунжер, 2 – направляющая, 3 – поршень

Материал элементов поглощающего аппарата: плунжера, штока и крышек – сталь 40ХС. Физико-механические свойства стали 40ХС: модуль упругости $E = 2,19 \cdot 10^5$ МПа; плотность $\rho = 7740$ кг/м³; предел прочности $\sigma_B = 1220\text{--}1670$ МПа, условный предел текучести $\sigma_{0,2} = 1080$ МПа.

Свойства эластомера были приняты следующими: плотность $\rho = 1200$ кг/м³; динамическая вязкость $\mu_0 = 3000$ Па · с [1].

Для определения динамической вязкости была принята реологическая модель Кросса [2]:

$$\mu^* = \frac{\mu_0}{1 + (\lambda \dot{\gamma})^n},$$

где λ – параметр, имеющий размерность «время», $\lambda = 0,3$ с; $\dot{\gamma}$ – скорость сдвига; n – показатель степени, $n = 0,7$.

В таблице приведены значения силы на штоке при скоростях его перемещения 0,5 м/с, 1 м/с и 2,78 м/с.

Расчетное значение силы на штоке

Скорость перемещения штока v , м/с	Сила на штоке F , МН
0,5	0,798
1	1,379
2,78	3,1

Полученные значения силы закрытия ПА укладываются в нормативные показатели.

На рис. 2 представлены линии тока эластомера в камере ПА; на рис. 3 – распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в плунжере (рис. 3, а) и поршне со штоком (рис. 3, б).

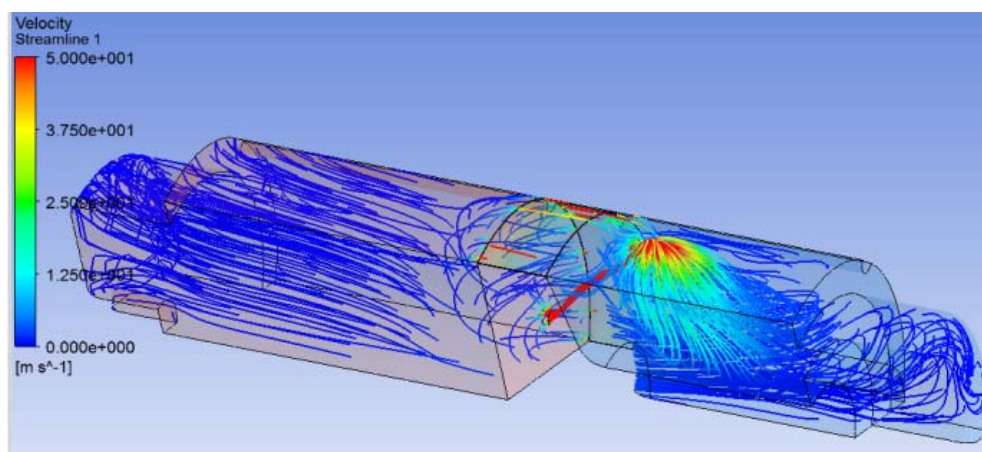


Рис. 2. Линии тока эластомера в камере ПА, м/с

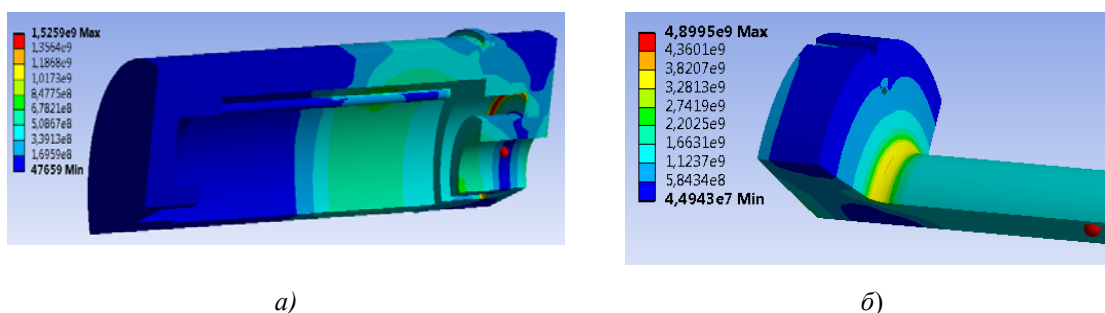


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа:
а – в плунжере; б – в поршне

Установлено, что условие прочности основных деталей конструкции (плунжера и штока) в целом обеспечивается. Наибольшие эквивалентные напряжения в плунжере составляют 800 МПа, в штоке – 1600 МПа, что меньше допускаемого напряжения $[\sigma_e]$ материала, используемого при изготовлении плунжера. Уровень локальных напряжений в крышке ПА существующей конструкции достигает 1525 МПа. Из рис. 3, б видно, что наибольшие напряжения локализованы в месте перехода «поршень – шток».

Значение продольной силы 3,1 МН позволяет сделать вывод о том, что ПА предлагаемой конструкции обеспечивает эффективную амортизацию продольных усилий при соударении груженых вагонов со скоростями до 2,78 м/с.

Литература

1. Приемочные испытания поглощающего аппарата класса Т2 ПМКЭ-110 / Б. Г. Кеглин, [и др.] // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2007. – № 4 (16). – С. 50–58.
2. Матвеевко, В. Н. Вязкость и структура дисперсных систем / В. Н. Матвеевко, Е.А. Кирсанов // Вестн. Моск. ун-та. Сер. 2. Химия. – 2011. – Т. 52, № 4. – С. 243–276.