

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛАСТОМЕРНОГО ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА

А. С. Фалько

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

Научный руководитель А. И. Столяров

Железнодорожные вагоны и локомотивы для ослабления воздействий продольных ударов оборудуются поглощающими аппаратами (ПА) автосцепного устройства [1]. Они предназначены для амортизации ударов, возникающих при маневрах и переходных режимах движения поездов. Одновременно ПА сам является устройством, через которое передается тяговое или тормозное усилие от одной части состава к другой. Поэтому ПА не только амортизатор удара, но и устройство, которое должно уравновесить достаточно большие статические и квазистатические силы в поезде. Такие аппараты, участвуя во взаимодействии вагонов друг с другом, должны также эффективно гасить возникающие при переходных режимах движения колебания поезда и препятствовать образованию в нем волн ударов [2].

Целью данной работы было исследование напряженно-деформированного состояния эластомерного поглощающего аппарата. Расчет напряжений и деформаций проводили с помощью метода конечных элементов.

Поглощающего аппарат (рис. 1) состоит из рабочего цилиндра 1, штока с поршнем 4 и крышек 5.

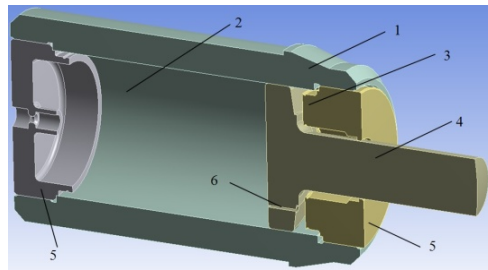


Рис. 1. Физическая модель поглощающего аппарата:
1 – цилиндр; 2 – камера сжатия; 3 – камера расширения;
4 – шток с поршнем; 5 – крышки; 6 – дросселирующие отверстия

Цилиндр заполнен объемно-сжатым начальным давлением эластомерным материалом. Поршень делит внутренний объем цилиндра на две камеры: камеру сжатия 2 и камеру расширения 3. При сжатии поглощающего аппарата эластомер перетекает из камеры сжатия в камеру расширения, для этого предусмотрен кольцевой зазор между поршнем и цилиндром, а также дроссельные отверстия 6 в поршне 4. Основные параметры моделируемого поглощающего аппарата: диаметр штока – 165 мм; количество дросселирующих отверстий – 3; диаметр дросселирующего отверстия – 7 мм.

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 [3].

Для определения динамической вязкости была принята реологическая модель Кросса [4]:

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

где λ – параметр, имеющий размерность время, $\lambda = 0,3$ с; n – показатель степени, $n = 0,7$. На рис. 2 показана зависимость динамической вязкости модельного материала от скорости сдвига $\dot{\gamma}$.

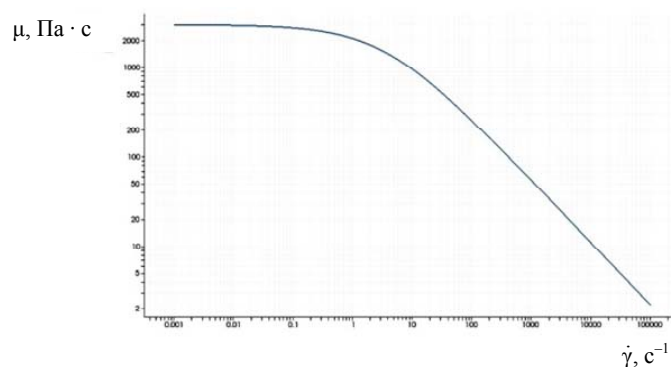


Рис. 2. Зависимость динамической вязкости μ эластомера от скорости сдвига

Условия нагружения ПА осуществляли в соответствии с данными работы [3]. Давление, полученное на этапе решения гидродинамической задачи течения эластомера в рабочей камере ПА, переносили на соответствующие поверхности деталей ПА. Закрепление цилиндра задавали с помощью колец, ограничивающих его перемещение в осевом и радиальном направлениях.

На рис. 3 показано распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в деталях ПА. Из рис. 3, *а* видно, что значительные напряжения возникают в месте перехода штока и поршня. Напряжения достигают значения 1616 МПа, что может привести к разрушению в этой области. Уровень напряжений снижается с увеличением скорости удара, что объясняется снижением динамической вязкости эластомера и, соответственно, сопротивлению перемещения штока с поршнем. Эквивалентные напряжения в штоке и поршне находятся в интервале 500–900 МПа, что значительно меньше предела прочности для выбранной стали. Напряжения в цилиндре достигают 760 МПа и увеличиваются при увеличении скорости нагружения (рис. 3, *б*). Наибольшие напряжения локализованы в области торцевой поверхности сквозной крышки.

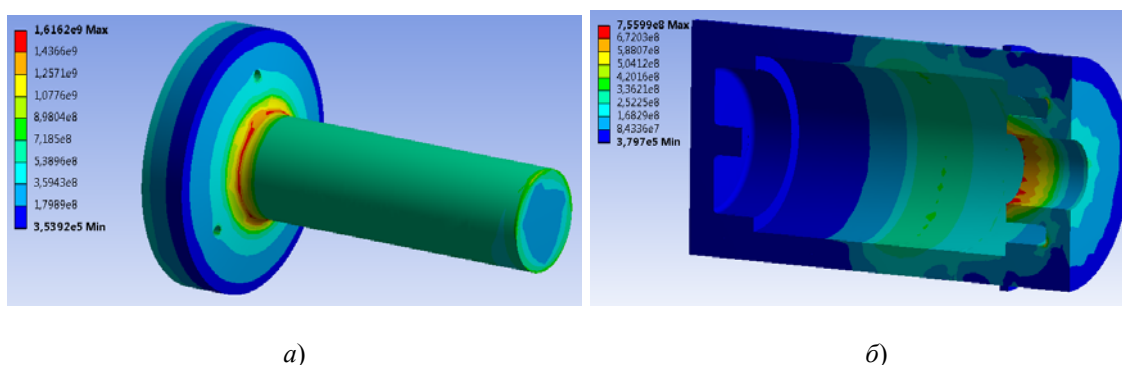


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, Па:
а – в штоке; *б* – в рабочем цилиндре

Сравнение результатов численного моделирования работы поглощающего аппарата при динамическом нагружении с экспериментом [3] показало адекватность разработанной модели.

Литература

1. Манашкин, Л. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей / Л. Манашкин, С. Мямлин, В. Приходько. – Д., 2007. – 196 с.
2. Коломийченко, В. В. Автосцепное устройство подвижного состава / В. В. Коломийченко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семин. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
3. 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.
4. 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.