

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ТРУБЧАТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ СЖИМАЮЩИХ НАГРУЗКАХ

Проведено исследование особенностей упругопластического деформирования перфорированных трубчатых элементов. Предложена схема их использования в устройствах пассивной защиты транспортных средств от сверхнормативных ударных нагрузок в аварийных ситуациях.

Проведено дослідження особливостей пружнопластичного деформування перфорованих трубчатих елементів. Запропонована схема їх використання в пристроях пасивного захисту транспортних засобів від наднормативних ударних навантажень в аварійних ситуаціях.

Particular features of plasto-elastic deformation of the perforated tubular elements are studied. The schematic diagram of their use in devices of transportation passive protection against superstandard impact loads in an emergency is proposed.

В настоящее время вопросы разработки и создания средств пассивной защиты железнодорожного подвижного состава нового поколения от сверхнормативных ударных воздействий, возникающих при аварийных столкновениях поездов, приобретают все большее значение и актуальность [1 – 4], поскольку в Украине, как и во всем мире, наблюдается тенденция к повышению скоростей движения. В результате превращения кинетической энергии удара в контролируемую работу деформаций определенных элементов пассивной защиты может быть существенно повышена безопасность пассажиров и сокращены затраты на ликвидацию последствий аварий.

Широкое применение в устройствах пассивной защиты транспортных средств находят конструкции пластинчатого и оболочечного типа [5]. Динамика и статика пластин и оболочек исследовалась А. С. Вольмиром [6] и многими другими авторами [7 – 12], значительно меньшее число работ [13] посвящено исследованию пластин и оболочек с вырезами.

При организации деформируемых зон в несущих конструкциях транспортных средств могут быть использованы элементы перфорированных труб. В данной работе приведены результаты исследований упругопластического деформирования перфорированной стальной трубы прямоугольного поперечного сечения при ударном нагружении. Расчетная схема взаимодействия тел при соударении приведена на рис. 1 (1 – жесткий неподвижный упор, 2 – подвижный боек, 3 – исследуемый фрагмент перфорированной трубы). Боек, движущийся со скоростью V , представляет собой твердое тело, масса которого значительно больше массы исследуемого элемента 3.

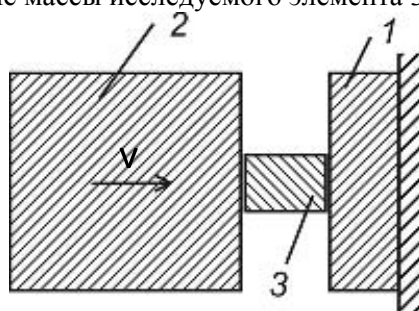


Рис. 1

Моделируемый процесс соударения описывается системой нелинейных

© Д.В. Горобец, Ю.А. Клык, И.К. Хрущ, 2009

дифференциальных уравнений. Нелинейность решаемой задачи обусловлена:
 нелинейностью геометрических соотношений (зависимость деформаций от перемещений);

физической нелинейностью (связь напряжений и деформаций);

нелинейностью контактных условий, отражающих взаимодействие элементов механической системы;

неопределенностью самой области контакта в текущий момент времени.

При описании ударных процессов деформации использован критерий текучести Мизеса, учитывающий влияние скорости нагружения на физико-механические свойства материалов [14]:

$$\sigma_{экр} \geq \sigma_T(\dot{\epsilon}); \quad (1)$$

$$\sigma_{экр} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)},$$

где $\sigma_{экр}$ – интенсивность напряжений; $\dot{\epsilon}$ – скорость деформации; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – компоненты нормальных напряжений; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – компоненты касательных напряжений; σ_T – предел текучести материала. Зависимость предела текучести от скорости деформации $\dot{\epsilon}$ удовлетворительно описывается моделью Купера – Саймондса [15]:

$$\sigma_T(\dot{\epsilon}) = \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^p \right] \sigma_0, \quad (2)$$

где σ_0 – статический предел текучести материала; C и p – коэффициенты Купера – Саймондса. Определение коэффициентов C и p осуществляется на основе двух экспериментальных диаграмм растяжения стандартных образцов при разных скоростях деформации.

При решении динамической контактной задачи использован метод конечных элементов в форме метода перемещений, который позволяет исследовать напряженно-деформированное состояние сложных механических систем с учетом их конструктивных особенностей и специфики динамического нагружения, больших пластических деформаций, а также влияние скорости деформации на физико-механические свойства материалов.

Решение динамической задачи сводится к численному интегрированию системы дифференциальных уравнений движения с учетом больших пластических деформаций, когда не накладываются ограничения на порядок величин перемещений, их градиентов и компонент тензора деформаций. При этом целесообразно рассматривать линеаризованные формы уравнений относительно малых приращений, наложенных на текущее равновесное состояние.

Уравнения движения конечных элементов в приращениях в случае больших пластических деформаций имеют вид:

$$M\Delta\ddot{U} + (K + G(\sigma) + R(\sigma))\Delta U = \Delta P, \quad (3)$$

где M – согласованная матрица масс; K – матрица жесткости; G и R – зависящие от текущих напряжений матрицы геометрической и пластической жесткости; ΔU и ΔP – приращения перемещений и сил в узлах системы.

Поскольку до приложения нагрузок тело находится в ненапряженном состоянии, в качестве начального приближения выбирается нулевой вектор узловых перемещений. Принимая нелинейные слагаемые в системе уравнений (3) равными нулю, из решения рассматриваемой системы обыкновенных дифференциальных уравнений определяем приращения перемещений ΔU за промежуток времени Δt , истинные перемещения $U + \Delta U$ и соответствующие им напряжения σ . После каждого последующего шага перемещения U в узлах и напряжения σ в элементах вычисляются добавлением их приращений к текущим значениям. На основе найденных значений напряжений вычисляются новые матрицы $G(\sigma)$ и $R(\sigma)$. В матрицу K также вносятся изменения, связанные с изменением формы конечных элементов. Сходимость решения для существенно нелинейных задач динамики, когда в конструкции развиваются большие пластические деформации, достаточно медленная. Поэтому для снижения невязок в уравнениях равновесия узлов до допустимых величин используется итерационная процедура метода Ньютона – Рафсона. Итерационный процесс повторяется до тех пор, пока отличие перемещений на соседних итерациях не станет меньше заранее заданной величины. Затем рассматривается следующий шаг по времени. Сочетание численного интегрирования системы уравнений (3) с итерационной корректировкой результатов после каждого шага по времени представляет собой один из наиболее эффективных методов решения таких задач.

Учет разрывов материала в исследуемой конструкции выполняется путем исключения из модели конечных элементов, эквивалентные деформации в которых превышают заданное значение относительного удлинения материала при разрыве.

Рассмотрен фрагмент перфорированной трубы прямоугольного поперечного сечения (60×40) мм с толщиной стенки 4 мм и длиной 100 мм, изготовленный из углеродистой стали ($\sigma_0 = 380$ МПа, относительное удлинение при разрыве $\delta = 38\%$). Исследуемый фрагмент трубы имеет центральные сквозные отверстия размером (4×60) мм на меньших гранях, (24×60) мм – на больших гранях. На рис. 2а представлена его конечно-элементная схема, а на рис. 2б приведена диаграмма деформирования рассматриваемого элемента, где сплошной кривой обозначена зависимость, полученная путем численного моделирования процесса квазистатического нагружения, а точками нанесены экспериментальные данные (сжатие рассматриваемого образца проведено на прессе ПММ-125 в отделе прочности, динамики и технологии изготовления конструкций Института технической механики НАН Украины и НКА Украины аналогично экспериментальным исследованиям процесса деформирования конструкций коробчатого типа [16]). При моделировании процессов квазистатического сжатия исключалась зависимость предела текучести материала от скорости деформации заданием достаточно большого значения коэффициента C в выражении (2), равного 10^6 с^{-1} .

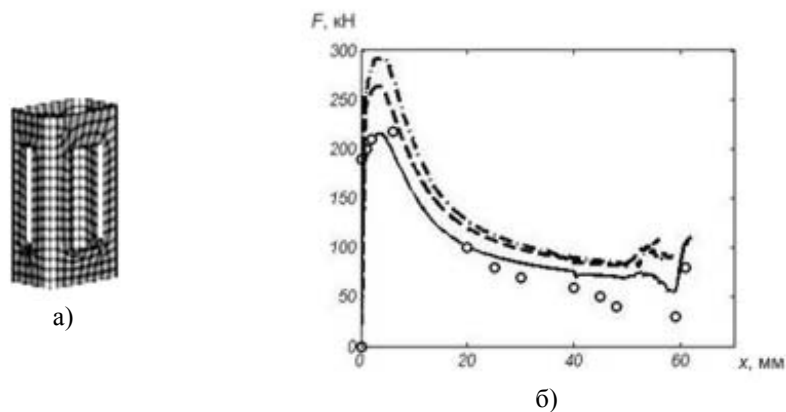


Рис. 2

Формы фрагмента перфорированной трубы в процессе сжатия показаны на рис. 3: а) $\Delta x = 10$ мм; б) $\Delta x = 20$ мм; в) $\Delta x = 30$ мм; г) $\Delta x = 40$ мм; д) $\Delta x = 50$ мм. С левой стороны приведены формы, полученные в эксперименте, а с правой – в результате численного моделирования. Установлено, что потеря устойчивости рассматриваемого элемента происходила при нагрузке 220 кН в результате образования пластических шарниров на ребрах в местах перфорации (рис. 3а). После потери устойчивости сила взаимодействия F резко уменьшилась до значения 100 кН при деформации 20 мм (рис. 2б). При деформации порядка 60 мм значение силы составило согласно экспериментальным данным 45 кН, а согласно результатам расчетов – 75 кН.

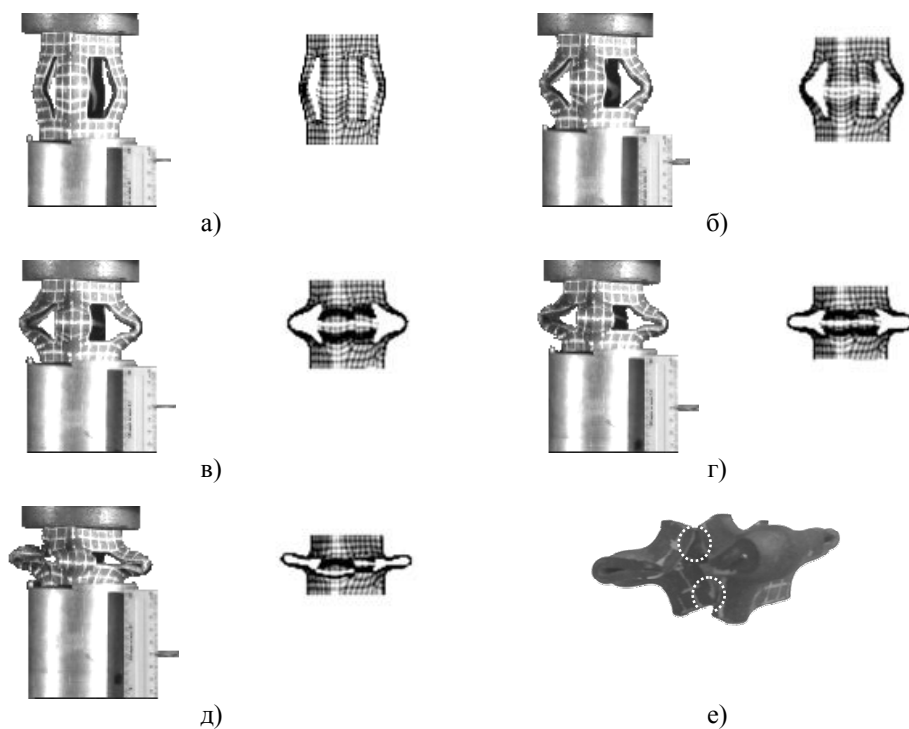


Рис. 3

В эксперименте процесс деформирования после складывания перфорированной части фрагмента трубы завершился его разрушением в результате разрывов на меньших его гранях при силе 45 кН (рис. 3е).

Полученные результаты математического моделирования процесса деформирования качественно и количественно согласуются с экспериментальными данными, что подтверждает корректность разработанной конечно-элементной модели.

Дана оценка влияния скорости нагружения на процесс деформирования рассматриваемого фрагмента трубы. На рис. 2б приведены диаграммы его деформирования с учетом зависимости предела текучести материала от скорости деформации. Рассмотрены случаи ударов бойка со скоростями 1 м/с (пунктирная кривая) и 10 м/с (штрихпунктирная кривая). Полученные в процессе деформирования формы перфорированного фрагмента трубы в обоих случаях аналогичны формам при квазистатическом нагружении. Однако скорость соударения оказывает существенное влияние на значение силы, при которой происходит потеря устойчивости исследуемого элемента трубы. Для скорости соударения 1 м/с значение этой силы было больше, чем при статическом нагружении, в 1,18 раз, а для скорости 10 м/с – в 1,32 раза. Наблюдаемое с возрастанием скорости удара повышение уровня сил связано с повышением предела текучести и свойством запаздывания пластических деформаций материала рассматриваемого элемента.

В целом, и при квазистатическом, и при ударном нагружении после появления пластических деформаций в элементах рассматриваемого фрагмента трубы значение силы F резко понижалось и становилось в три-четыре раза меньше значения силы, при которой происходила потеря его несущей способности. Снижение нагрузки было вызвано появлением пластических шарниров на ребрах конструкции в местах, ослабленных перфорацией. Отмеченные особенности деформирования перфорированной трубы дают возможность использовать его для организации деформируемых зон, которые должны в аварийной ситуации разрушаться заданным образом с целью изменения схемы распределения ударного воздействия на несущие элементы конструкции.

Для организации деформируемых зон в несущих конструкциях предполагается использование последовательно соединенной цепочки данных элементов с установкой ее под некоторым углом к действию продольных сил. В этом случае при потере несущей способности на ребрах в местах перфорации возникнут пластические шарниры, в результате чего цепочка будет складываться без существенного сопротивления. Условная схема использования такого элемента совместно с энергопоглощающим устройством приведена на рис. 4 (1 – фрагмент перфорированной трубы, 2 – зазор, 3 – энергопоглощающее устройство, 4 – устройство центрирования удара).

До потери несущей способности рассматриваемый элемент (1) передает продольную нагрузку. При достижении силами критических значений, соответствующих аварийному режиму, элемент будет изгибаться и произойдет перераспределение продольной нагрузки, в основном на элемент (3).

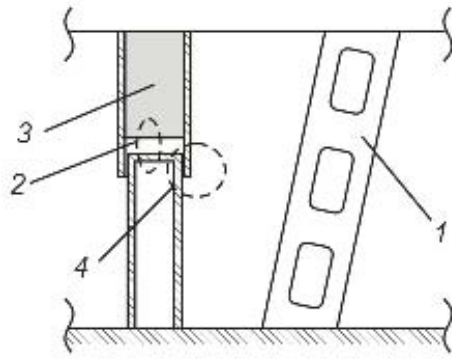


Рис. 4

В качестве примера рассмотрим деформируемый элемент (1) в виде прямоугольной трубы 40x60 мм длиной 310 мм с тремя группами отверстий, расположенных последовательно с шагом 30 мм. Труба расположена под углом 15 градусов к направлению действия сжимающих сил. Торцевое сечение трубы с одной стороны имеет жесткую заделку, с другой стороны – ограничения перемещений в плоскости своего сечения. Конечно-элементная схема рассматриваемого элемента приведена на рис. 5а.

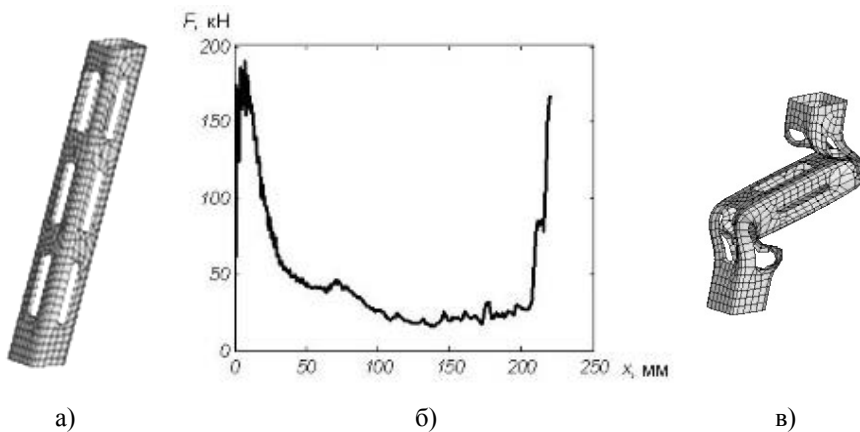


Рис. 5

При квазистатическом нагружении до достижения силой значения 190 кН модель работает в упругой зоне (рис. 5б), а при превышении указанного значения начинается образование пластических шарниров и под действием изгибающих моментов конструкция подвергается изгибу по краям в местах перфорации (рис. 5в). В процессе пластического деформирования конструкции до 210 мм включительно сила F находится в диапазоне 20 ÷ 50 кН. Отметим, что полученная силовая характеристика и форма деформирования соответствует требуемому сценарию поведения элемента 1 (рис. 4).

Таким образом, в результате проведенного анализа процессов деформирования перфорированных трубчатых элементов установлено, что их применение при организации деформируемых зон в составе несущих конструкций железнодорожных транспортных средств позволит заданным образом перераспределить нагрузки при сверхнормативных ударных воздействиях в аварийной ситуации. При этом нужно учитывать, что увеличение скорости со-

ударения сопровождается повышением уровня силового воздействия, при котором происходит потеря несущей способности рассматриваемого фрагмента перфорированной трубы.

1. Пассивная безопасность пассажирского подвижного состава // Железные дороги мира. – 2007. – №6. – С. 61 – 65.
2. Богомаз Г. И. Повышение безопасности пассажирского поезда при аварийных ситуациях / Г. И. Богомаз, А. Д. Лашко, А. Н. Пишнько, О. А. Шкабров, Г. С. Игнатов // Залізничний транспорт України. – 2007. – № 4. – С. 44 – 48.
3. Науменко Н. Е. Исследование эффективности использования защитных устройств, предназначенных для вагонов и локомотивов скоростных пассажирских поездов, в аварийных ситуациях / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, Е. Г. Богомаз // Техническая механика. – 2005. – № 1. – С. 144 – 150.
4. Науменко Н. Е. Оценка эффективности использования элементов защиты конструкций локомотивов и вагонов пассажирских поездов при аварийных соударениях / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, Е. Г. Богомаз, Д. В. Горобец // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2005. – Вип. 8. – С. 79 – 85.
5. Богомаз Г. И. Расчет рам пассажирских вагонов, оборудованных жертвенными элементами при действии продольных сил / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык, И. К. Хруц // Проблеми обчислювальної механіки та міцності конструкцій : Збірник наукових праць / Дніпропетровський національний університет. – Дніпропетровськ, 2007. – Вип. 11. – С. 15 – 22.
6. Вольмир А. С. Нелинейная динамика пластинок и оболочек / А. С. Вольмир. – М. : Наука, 1987. – 432 с.
7. Моссаковский В. И. Контактные взаимодействия элементов оболочечных конструкций / В. И. Моссаковский, В. С. Гудрамович, Е. М. Макеев. – Киев : Наукова думка, 1988. – 288 с.
8. Саймондс П. Мембранные модальные решения для импульсно нагруженных круглых пластин / П. Саймондс, Т. Вежбицкий // Динамика неупругих конструкций : сб. статей : пер. с англ. О. В. Шаталовой – М. : Мир, 1982. – 224 с.
9. Мазалов В. Н. Динамика тонкостенных пластических конструкций / В. Н. Мазалов, Ю. В. Немировский // Проблемы динамики упругопластических средств. Механика. Новое в зарубежной науке, №5. – М. : Мир, 1975 – 200 с.
10. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / К. Васидзу. – М. : Мир, 1987. – 542 с.
11. Савчук А. О пластическом анализе оболочек / А. Савчук // Механика деформируемых твердых тел : Направления развития : сб. статей : пер. с англ. В. В. Шлимака. – М. : Мир, 1983. – 346 с.
12. Богомаз Г. И. Устойчивость жертвенных элементов устройств защиты пассажирских вагонов при осевом сжатии / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, И. К. Хруц // Техническая механика. – 2006. – № 1. – С. 56 – 59.
13. Преображенский И. Н. Обзор. О задачах по устойчивости и колебаниям многосвязных тонкостенных деформируемых систем. / И. Н. Преображенский // Колебания и устойчивость многосвязных тонкостенных систем : сб. статей : пер. с англ. И. Н. Преображенский. – М. : Мир, 1984 – 312 с.
14. Батуев Г. С. Инженерные методы исследований ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. – М. : Машиностроение, 1977. – 240 с.
15. Cowper G. R. Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams / G. R. Cowper, P. S. Symonds // BrownUniv. : Applied Mathematics Report. – 1958. – P. 28.
16. Богомаз Г. И. Исследование процесса деформирования конструкций коробчатого типа при действии сжимающих нагрузок / Г. И. Богомаз, В. С. Гудрамович, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. К. Хруц, Д. В. Горобец // Вісник Дніпропетровського Національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2007. – № 18. – С. 114 – 117.

Институт технической механики
НАН Украины и НКА Украины,
Днепропетровск

Получено 21.05.09,
в окончательном варианте 09.06.09