



БУДОЛАТИ
Юлия Михайловна
студентка



КАРАТШОВ
Александр Борисович
кандидат технических
наук, ассистент кафедры
«Колесные машины»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчет специальных упругих элементов из полимерных композиционных материалов в системах поддрессоривания колесных машин

Ю.М. Будолати, А.Б. Каратшов

Целью исследования является разработка алгоритма расчета методом конечных элементов упругого зигзагообразного элемента системы поддрессоривания из полимерных композиционных материалов. В работе проведен расчет упругого элемента с целью определения его прочности и долговечности. Получены максимальные напряжения в конструкции, определено число циклов до разрушения. Алгоритм может быть использован при расчете конструкций из других полимерных композиционных материалов. На основе полученных данных возможно проведение дальнейших исследований с использованием аналогичных полимерных материалов с целью прогнозирования долговечности.

Ключевые слова: подвеска автомобиля, композит, стеклопластик, колесная машина, метод конечных элементов, прочность, долговечность.

The research objective is to develop a calculation algorithm by the finite element method of an elastic zigzag element of the suspension system consisting of polymeric composite materials. The calculation of an elastic element was carried out in order to determine its strength and life time. The maximum stresses in the construction have been received, the life time of the construction has been defined. The algorithm can be used when calculating constructions from other polymeric composite materials. On the basis of the received data it is possible to carry out further researches with the use of similar polymeric materials for the purpose of predicting the life time.

Keywords: suspension, composite, fiberglass, wheeled vehicle, finite element method, strength, life time.

Современное автомобилестроение немыслимо без широкого применения полимерных материалов, которые позволяют снизить массу автомобилей, уменьшить трудоемкость их изготовления, материалоемкость, повысить надежность и безопасность, улучшить комфортабельность, повысить их конкурентоспособность. Применение полимерных материалов в автомобилях постоянно возрастает, особенно в развитых промышленных странах у наиболее успешных фирм, выпускающих обычные и специальные автомобили.

Полимеры в чистом виде, композиции полимеров и такие полимерные композиционные материалы (ПКМ), как стеклопластики, уг-

лепластики, органоластики и базальтоластики, находят применение в кузовах и несущих системах, элементах трансмиссий и силовой установке, ходовых частях автомобилей.

В нагруженных элементах автомобилей (панелях кузовов, кабин и корпусов, упругих элементах систем поддрессоривания, карданных валов, ободьев колес и др.) широко применяются ПКМ. В России колесные машины высокой проходимости с элементами из ПКМ выпускаются много лет и по количеству и массе используемых в них деталей из ПКМ не имеют себе равных в мире. Поэтому для обоснования применения в конструкции элементов из ПКМ необходимо разработать методику расчета на прочность, вибрационную стойкость, устойчивость и долговечность этих элементов.

Целью исследования является разработка алгоритма расчета методом конечных элементов (МКЭ) упругого зигзагообразного элемента системы поддрессоривания из ПКМ. В данной работе приведен расчет упругого элемента с целью определения его прочности и долговечности. Применение подобного упругого элемента в подвеске позволяет снизить массу автомобиля и, что наиболее важно, непрдрессоренную массу. Так же применение композитов позволяет уменьшить материалоемкость, повысить надежность и безопасность, вследствие того, что при разрушении армированных пластиков сначала разрушается матрица, армирующая составляющая при этом может сохранять работоспособность. Кроме того, возможно улучшение комфортабельности автомобиля за счет применения упругих элементов с нелинейной характеристикой, которые на малых неровностях опорной поверхности обеспечивают мягкость подвески, а на больших неровностях — большую жесткость.

Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- спроектировать геометрическую модель упругого элемента;
- создать трехмерную модель упругого элемента;
- описать свойства материала конструкции;
- создать расчетную модель элемента и произвести расчет.

Для осуществления поставленной цели был выбран МКЭ и расчетный пакет Ansys Workbench. Алгоритм расчета упругого элемента представлен на рис.1. Для расчета в Ansys Workbench необходимо создать трехмерную модель рассчитываемого элемента конструкции в любом из доступных программных пакетов трехмерного моделирования или непосредственно в Ansys. В данной работе 3D моделирование проведено в SolidWorks 2009.



Рис. 1. Алгоритм расчета

Упругий элемент (рис. 2) представляет собой зигзагообразную пружину. Подобная конструкция впервые была предложена национальной шотландской инженерной лабораторией (NEL) — филиалом фирмы GKM. Для удобства расчетов и получения регулярной (правильной) конечно-элементной модели конструкция была упрощена.

Для описания геометрии модели использовалась поверхностная модель. При таком подходе на созданную модель «натягиваются» по-



Рис. 2. Трехмерная модель упругого элемента

верхностные конечные элементы, в которых локальная система координат выровнена относительно конечного элемента.

Материалом упругого элемента был выбран стеклопластик. В качестве армирующего элемента в конструкции использованы стеклянные непрерывные волокна, расположенные в одном направлении вдоль линии изгиба упругого элемента (рис. 3). В качестве матрицы выбрано эпоксидное связующее ЭДТ-10.

Используемый композиционный материал является анизотропным. Анизотропные свойства [1] определяются матрицей (1), связывающей девиатор напряжений с девиатором деформаций:

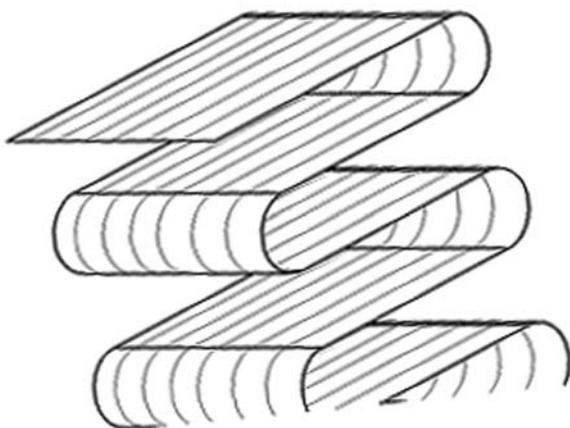


Рис. 3. Схема расположения армирующих нитей в упругом элементе

$$M = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{32}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Параметры $E_1, E_2, G_{12}, \nu_{12}, \nu_{21}$ берут из таблицы свойств материала [1].

Таблица

Свойства стеклопластика

Характеристика	Значения
E_1 , ГПа	45,1
E_2 , ГПа	14,0
G_{12} , ГПа	14,0
ν_{12}	0,280
ν_{21}	0,056

Согласно этим данным и, учитывая свойства симметрии упругих констант для однонаправленных (монотропных) полимерно-композитных материалов, вычислено недостающее значение $G_{23} = \frac{E_2}{2(1 + \nu_{32})}$. Используя справочные данные [3]

по усталостному разрушению, характеристики материала дополнены усталостной кривой, связывающей напряжение с числом циклов до разрушения (рис. 4).

После создания геометрическая модель импортировалась в Ansys Workbench, где при помощи функции Mapped Face Meshing методом Quadrilaterals была создана регулярная поверхностная сетка, (см. рис. 5). Число узлов 5 423, число элементов 4 736.

Для задания анизотропных свойств использовалось два типа материала, учитывающих различные направления локальных систем координат, один из которых представлен на рис. 6. Параметры второго материала отличаются от первого перестановкой индексов упругих констант и значений в них X на Y и Y на X.

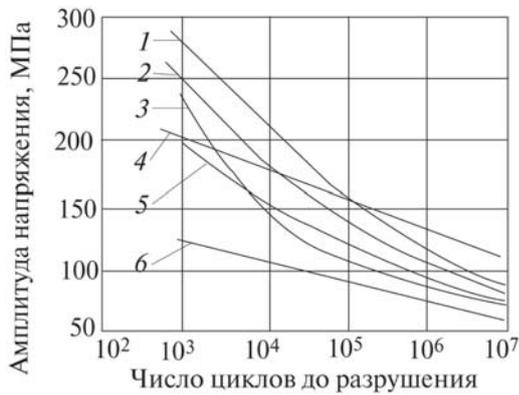


Рис. 4. Усталостная прочность стеклотекстолитов на основе различных смол:

- 1 — фенолформальдегидная; 2 — эпоксидная;
- 3 — теплостойкая эпоксидная; 4 — полиэфирная;
- 5 — теплостойкая полиэфирная;
- 6 — кремнийорганическая

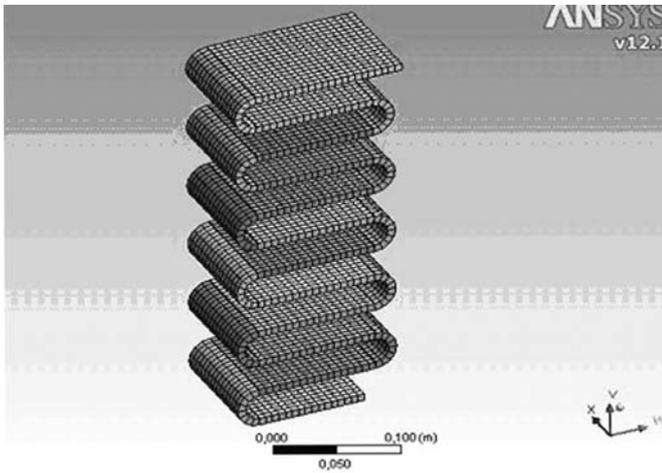


Рис. 5. Конечно-элементная модель

Для учета свойств в зависимости от направления расположения локальной системы координат в материале использована функция *Elemental Triads*, которая определяет локальную систему координат в каждом конечном элементе. В результате описанных действий,

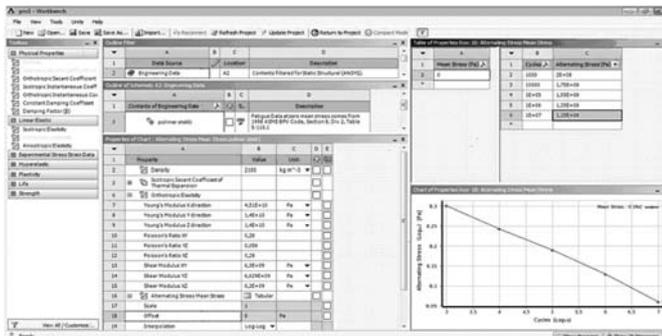


Рис. 6. Свойства материала и кривая усталости

локальная система координат на разных поверхностях направлена по-разному (рис. 7).

Граничные условия показаны на рис. 8.

Нижняя опорная часть упругого элемента закреплена при помощи заделки *Fixed Support*, которая лишает элемент шести степеней свободы. Затем по заданной нагрузочной характеристике определялась толщина листа. Для этого задавалось перемещение (*Displacement*) верхней опорной части, равное 237,5 мм, которое было определено из нагрузочной характеристики упругого элемента. По значению, определенному функцией *Force Reaction*, варьировалась толщина листа упругого элемента. Ее значение принималось в качестве расчетного,

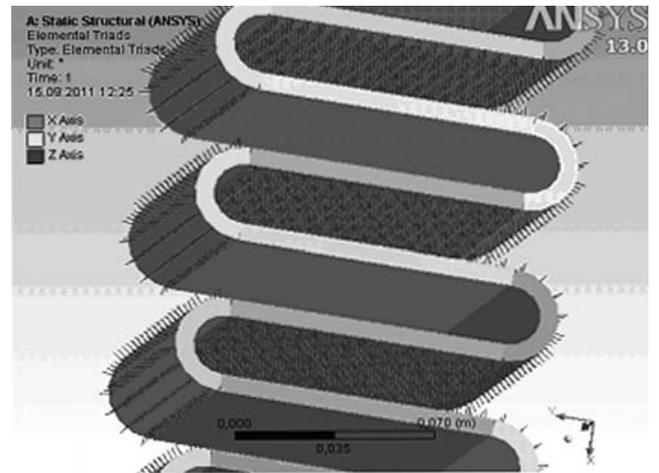


Рис. 7. Локальные системы координат

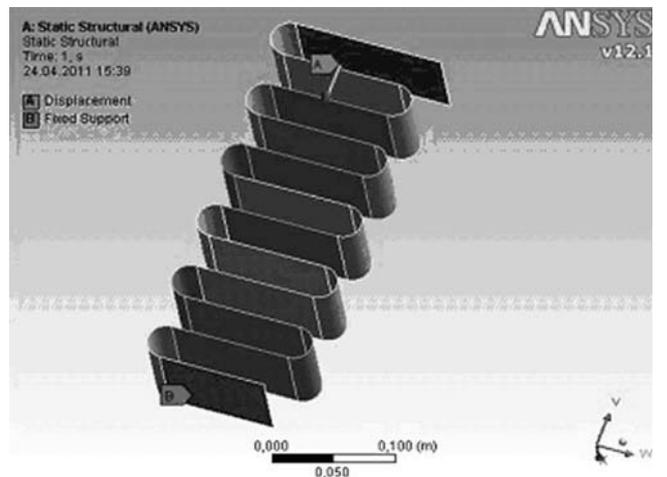


Рис. 8. Граничные условия

когда значение Force Reaction совпадало со значением силы в нагрузочной характеристике.

Такое нагружение является статическим. Поэтому задача сводится к определению одноосного напряженного состояния. Как видно максимальное напряжение составляет 856,7 МПа. Оно не превышает максимально допустимого напряжения 1108 МПа в материале [1] (рис. 9).

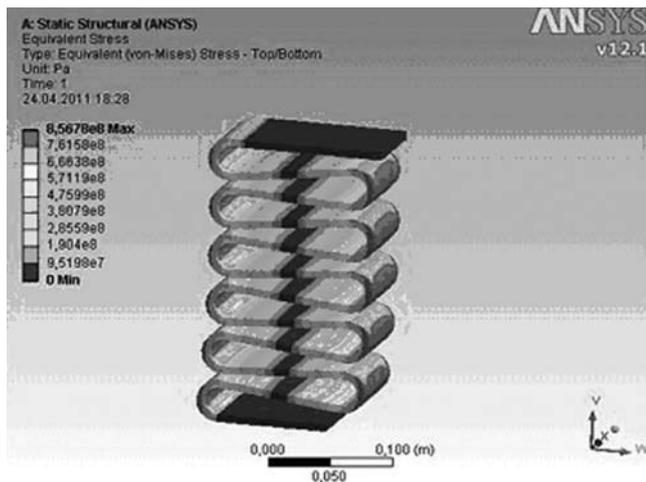


Рис. 9. Напряженно-деформированное состояние

Анализируя напряженно-деформированное состояние, можно отметить, что наиболее уязвимыми являются места перегиба прямолинейных участков. Снижение влияния этого явления можно добиться путем уменьшения радиусов скруглений.

Следует отметить, что в полученном решении наблюдается взаимное проникновение соседних поверхностей упругого элемента. В реальной конструкции такое проникновение невозможно. За счет соприкосновения этих поверхностей в реальной конструкции жесткость упругого элемента увеличится, что позволит получить нелинейную характеристику. Исключение явления засечения геометрии при расчете является задачей дальнейших исследований.

Результаты расчета на усталостную долговечность приведены на рис. 10.

Для расчета долговечности конструкции была применена функция Life, которая определяет количество циклов деформации конструкции до разрушения материала. При анализе долговечности конструкции для учета несимметричности циклов нагружения использована

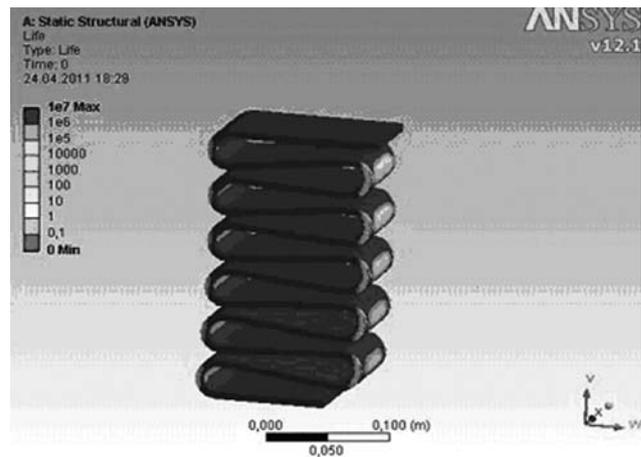


Рис. 10. Распределение количества циклов по объему упругого элемента

теория Гудмана (Goodman), рекомендованная для хрупких материалов.

В результате расчета получена картина распределения числа циклов до разрушения по объему упругого элемента. Минимальное число циклов до разрушения составляет 10 000 циклов, при этом разрушение материала происходит в местах перегиба прямолинейных участков упругого элемента. Полученное значение является числом циклов полных ходов подвески. Подобные хода в процессе эксплуатации транспортного средства наблюдаются редко, поэтому долговечность конструкции будет значительно больше. Кроме того, повышение долговечности упругого элемента можно добиться путем уменьшения радиусов скруглений и увеличения толщины.

В результате проведенной работы описана геометрия упругого элемента, разработан алгоритм расчета, создана трехмерная модель упругого элемента, расчетная модель и произведен ее расчет. На основе полученных данных возможно проведение дальнейших исследований с использованием аналогичных полимерных материалов.

Литература

1. Феодосьев В.И., Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 592 с.
2. Любин Дж. Справочник по композиционным материалам / Под ред. Б.Э. Геллера. М.: Машиностроение, 1988. 448 с.
3. Афанасьев Б.А., Даиштьев И.З. Проектирование элементов автомобиля из полимерных композиционных материалов / Под ред. Б.А. Афанасьева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 92 с.

Статья поступила в редакцию 05.10.2011