

УДК 629.76

РАЗРАБОТКА ПРЕЦИЗИОННЫХ АНТЕННЫХ РЕФЛЕКТОРОВ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ: КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ*

А. В. Лопатин, К. А. Пасечник, А. Ю. Власов, А. В. Шатов

Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнева
Россия, 660014, Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31
E-mail: fnv2001@gmail.com

Рассматривается задача создания с помощью конечно-элементного моделирования методики проектирования высокоточного рефлектора космического аппарата, изготовленного из композиционного материала. Рефлектор представляет собой интегральную конструкцию, все элементы которой изготавливаются за один технологический цикл. Выполнен анализ влияния на жесткость и прочность рефлектора геометрических параметров подкрепляющих элементов. Продемонстрированы технологически реализуемые способы уменьшения деформативности конструкции рефлектора. Разработана методика увеличения жесткости рефлектора за счет использования подкрепляющих элементов. Полученные результаты могут найти применение при проектировании реальных конструкций параболических рефлекторов, используемых на космических аппаратах.

Ключевые слова: параболический рефлектор, космический аппарат, композиционный материал, метод конечных элементов.

DEVELOPMENT OF COMPOSITE PRECISION SATELLITE REFLECTOR: FINITE ELEMENT CONSTRUCTION MODELING

A. V. Lopatin, K. A. Pasechnik, A. Yu. Vlasov, A. V. Shatov

Siberian State Aerospace University named after academician M. F. Reshetnev
31 "Krasnoyarskiy Rabochiy" prosp., Krasnoyarsk, 660014, Russia
E-mail: fnv2001@gmail.com

The authors consider the problem of development of the highly accurate spacecraft reflector made of the composite material using the finite element modeling. The reflector is an integrated construction, all elements of which are made within the same process cycle. The analysis of the effect of the geometrical parameters of the reinforcing elements on the stiffness and strength of the reflector is performed. Technologically implemented ways of reduction of deformability of design of the reflector are described. The technique of the reflector strength increase using the reinforcing elements is developed. The results can be used in design of the real constructions of parabolic reflectors used for the spacecrafts.

Keywords: parabolic reflector, spacecraft, composite material, finite-element method.

При выведении космического аппарата на орбиту рефлектор крепится к его корпусу в точках зачекочки. Закрепленный рефлектор должен обладать определенной частотой. Точки зачекочки располагаются на силовой панели космического аппарата.

Выбор мест крепления рефлектора может осуществляться с помощью модального анализа. В этом случае критерием жесткости будет являться первая частота колебаний закрепленного рефлектора. Изменяя положение мест крепления рефлектора, можно увеличивать или уменьшать его основную частоту колебаний. Отметим, что расположение точек зачекочки ограничено габаритами панели космического аппарата.

Для проведения модального анализа была разработана конечно-элементная модель гладкого композит-

ного рефлектора с использованием программного комплекса FEMAP пакета MSC Nastran [1]. Диаметр апертуры рефлектора 1330 мм. Глубина зеркала 190 мм.

Зеркало рефлектора и его силовая окантовка моделировались элементами *Laminate*. Этот элемент состоит из нескольких слоев композиционного материала, каждый из которых обладает своей толщиной и упругими параметрами.

Общий вид конечно-элементной модели рефлектора показан на рис. 1.

Анализ рефлектора был выполнен для нескольких вариантов точечного закрепления. В первом из них рефлектор крепился к космическому аппарату в четырех равноудаленных точках, расположенных на подкрепляющем канте.

*Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, государственный контракт № 14.513.11.0013 от 11 марта 2013 г.

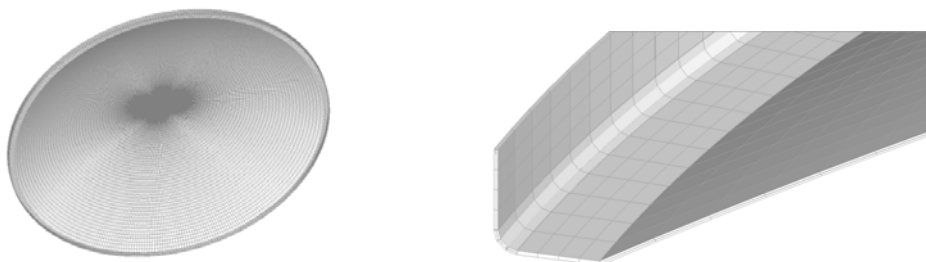


Рис. 1. Конечно-элементная модель рефлектора

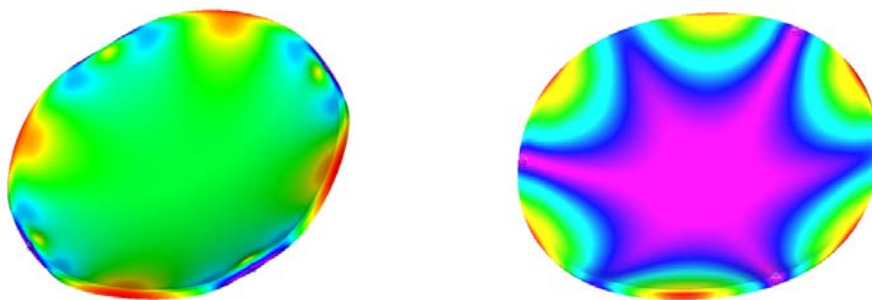


Рис. 2. Первые формы колебаний рефлектора с четырьмя и тремя точками зачековки

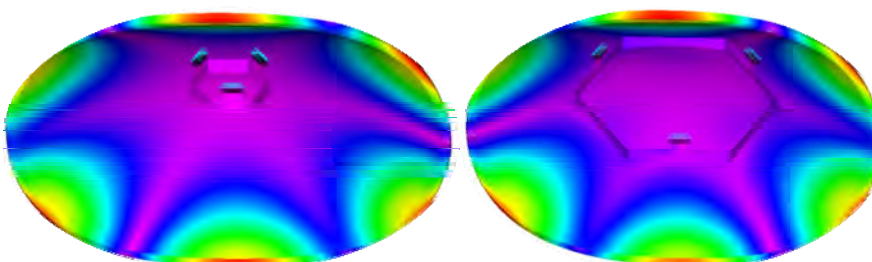


Рис. 3. Формы колебаний рефлектора с соединительным элементом

В местах зачековки ограничивались три перемещения. Для изготовления рефлектора была использована углепластиковая ткань со следующими параметрами: $E_1 = 50$ ГПа, $E_2 = 50$ ГПа, $G_{12} = 4$ ГПа, $\nu_{12} = 0.31$, $\rho = 1500$ кг/м³ [2]. Толщина оболочки рефлектора 1 мм. Во втором варианте схема крепления включала три точки зачековки на канте, расстояние между которыми составляло одну треть длины периметра зеркала.

Был выполнен расчет первой частоты колебаний рефлектора для различных вариантов расположения точек зачековки. Соответствующие формы колебаний приведены на рис. 2.

Рефлектор, закрепленный в четырех точках на окаймляющем канте, имеет первую частоту 103.6 Гц. Вариант с тремя точками зачековки обладает частотой 61.1 Гц. Рефлектор, закрепленный в трех точках, обладает сам по себе достаточной жесткостью в транспортно-вочной конфигурации. Рефлектор соединяется со штангой, с помощью которой он приводится в рабочее положение после выведения космического аппарата на орбиту. При проектировании антенны необходимо выполнить анализ влияния конструкции соединяющего элемента на жесткость рефлектора.

В качестве такого элемента рассматривается шестигранная призма, выполненная за единое целое с рефлектором. Этот элемент выполнен из того же материала, что и рефлектор. Элемент нижней гранью жестко крепится к рефлектору. Крепление к штанге осуществляется с помощью трех пластин, расположенных на гранях призмы. Верхние края пластин закреплены таким образом, что на них отсутствуют все перемещения. Такие граничные условия имитируют соединение рефлектора и штанги. Основным изменяемым параметром в задаче является размер шестигранника в плане, т. е. диаметр в который он вписывается. Минимальный размер шестигранника в плане (или его диаметр) равен 250 мм. Максимальный размер шестигранника определяется из условия, что его верхняя кромка совпадала с вершиной зеркала.

В работе выполнен модальный анализ конструкции, состоящей из рефлектора и шестигранного соединительного элемента. Рефлектор закреплен в трех точках, расположенных на канте. На верхних краях пластин соединительного элемента, выполненного за единое целое с рефлектором, отсутствуют перемещения. Частота колебаний конструкции с шестигранной призмой минимального размера равна 62 Гц. Увеличе-

ние размера соединительного элемента приводит к увеличению первой частоты колебаний. В этом случае ее величина равна 75.6 Гц. Формы колебаний рефлектора с рассматриваемым способом закрепления показаны на рис. 3.

При выведении космического аппарата на орбиту на его конструктивные элементы действуют значительные объемные силы, обусловленные полетными перегрузками. В работе был выполнен анализ перемещений и напряжений, возникающих в рефлекторе, для случая, когда перегрузка достигает величины 20g. Отметим, что такая перегрузка действует одновременно вдоль оси рефлектора и перпендикулярно оси рефлектора. На рис. 4 показаны перемещения конструкции с шестигранной призмой минимального размера. Максимальное перемещение равно 0.612 мм.

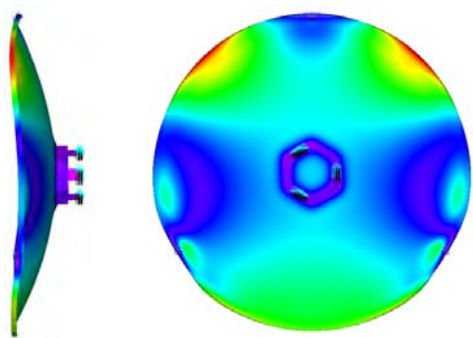


Рис. 4. Перемещения рефлектора с соединительным элементом минимального размера

Картина деформирования рефлектора, соединительный элемент которого имеет максимальный размер, показана на рис. 5. Наибольшее перемещение этой конструкции равно 0.587 мм.

Напряжения, возникающие в конструкции, показаны на рис. 6. Как видно из этих рисунков максимальные напряжения реализуются в точке зачековки, расположенной на канте рефлектора. Для рефлектора с соединительным элементом минимального размера, напряжение равно 47.7 МПа. В конструкции, соединительный элемент которой имеет максимальный размер, максимальное напряжение в точке зачековки равно 31 МПа.

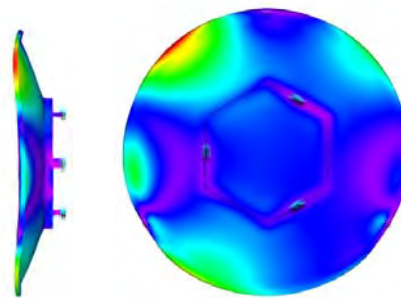


Рис. 5. Перемещения рефлектора с соединительным элементом максимального размера

Таким образом, выполненные изыскания позволяют сделать вывод о целесообразности использования в конструкции шестигранного соединительного элемента максимально возможного размера, когда его верхняя кромка находится на одном уровне с вершиной зеркала.

В работе выполнен модальный анализ и расчет напряженно-деформированного состояния рефлектора с присоединенной массой. Такая модель призвана имитировать влияние инерционных параметров штанги на жесткость и прочность конструкции рефлектора. Зеркало рефлектора по-прежнему закреплено от перемещений в трех точках окантовывающего обода. Тыльная сторона оболочки рефлектора усилена ребрами в виде тонкостенной шестигранной призмы. К пластине призмы с помощью жесткой связи (элемент *rigid*) присоединена сосредоточенная масса (элемент *mass*). Расчеты были выполнены для массы, принимающей значения $m = 3$ кг.

В качестве первого шага был проведен модальный анализ рассматриваемой конструкции. На рис. 7 представлены первые формы колебаний рефлектора с $m = 3$ кг для двух размеров соединительного элемента. Частота колебаний рефлектора с минимальным размером соединительного элемента равна 61.21 Гц. В том случае, когда соединительный элемент имеет максимальный размер, основная частота колебаний рефлектора становится равной 64.4 Гц. Отметим здесь определенное снижение частот колебаний конструкции по сравнению с вариантом, в котором отсутствовала присоединенная масса, а верхние кромки тонкостенной призмы были закреплены от перемещений.

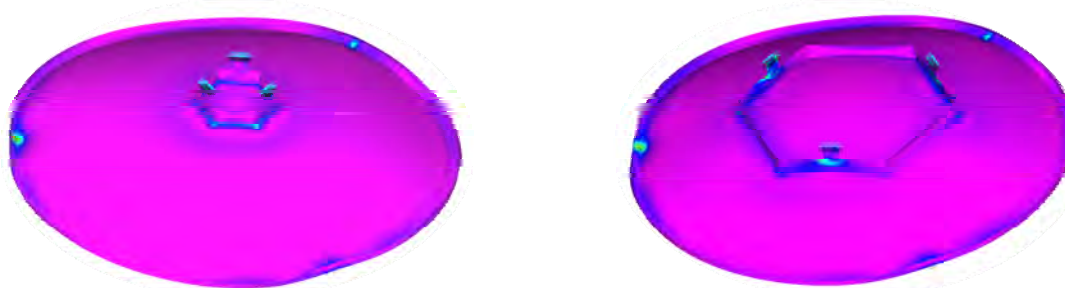


Рис. 6. Распределение напряжений в конструкции рефлектора

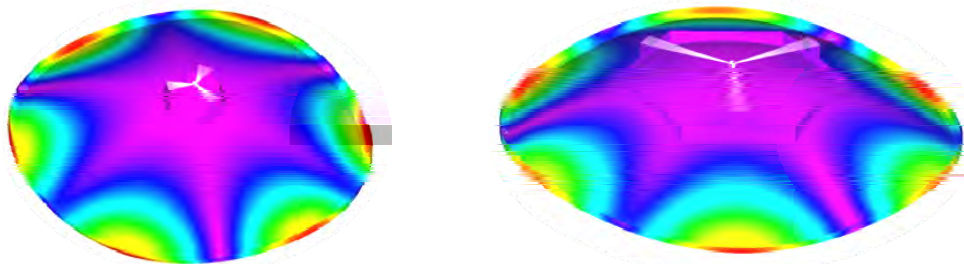


Рис. 7. Формы колебаний рефлектора с присоединенной массой

В качестве следующего шага были определены перемещения, возникающие в рефлекторе при действии на конструкцию массовых сил. Перегрузка равная 20g действует вдоль двух осей рефлектора. На рис. 8 показана картина деформирования рефлектора, шестигранная подкрепляющая призма которого имеет минимальный размер, а присоединенная масса $m = 1$ кг. Максимальные перемещения (1.88 мм) возникают на кромке рефлектора.

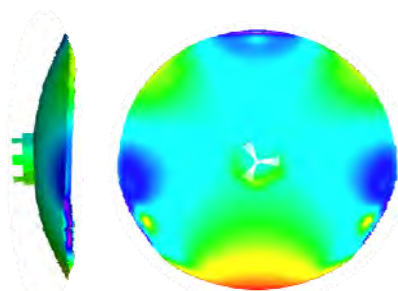


Рис. 8. Перемещения рефлектора с соединительным элементом минимального размера

Картина деформирования рефлектора, шестигранная подкрепляющая призма которого имеет максимальный размер, а присоединенная масса $m = 3$ кг приведена на рис. 9. Максимальные перемещения в этом случае равны 1.85 мм.

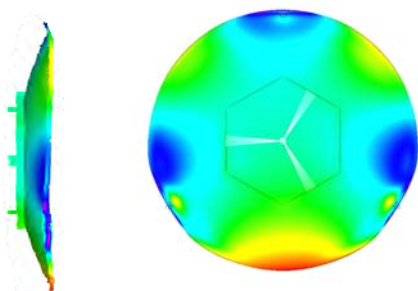


Рис. 9. Перемещения рефлектора с соединительным элементом максимального размера

В работе был выполнен расчет напряжений, возникающих в рефлекторе с присоединенной массой. На рис. 10 показано распределение напряжений в рефлекторах с различными размерами соединительного элемента. Из рисунков видно, что максимальные напряжения от действия массовых сил возникают в ок-

рестности точек зачековки. Величины этих напряжений соответственно равны 368.7 МПа и 363.9 МПа.

Анализ полученных результатов позволяет сделать определенные выводы о влиянии присоединенной массы и ее величины на деформирование рефлектора. Модель конструкции с массой обладает меньшей частотой колебаний, чем модель с закрепленным по верхним кромкам соединительным элементом. Заметное влияние присоединенная масса оказывает на перемещения и напряжения рефлектора, нагруженного массовыми усилиями. Рассматриваемая модель имеет перемещения заметно большие, чем толщина оболочки рефлектора. Напряжения, возникающие в конструкции, приближаются к пределам прочности рассматриваемого материала.

В качестве следующего шага в работе исследуется возможность увеличения жесткости рефлектора с присоединенной массой за счет использования радиальных ребер. Эти ребра соединяют вершины шестигранной призмы и окаймляющего канта рефлектора. Рассмотрим далее пошаговое формирование конечно-элементной модели такой конструкции. Первоначально, на основе исходных данных, создается геометрическая модель сегмента параболического рефлектора с подкрепляющим элементом. На основе геометрической модели создается конечно-элементная модель сегмента параболического рефлектора. Для моделирования зеркала рефлектора и подкрепляющего элемента был использован оболочечный элемент *laminat*. Размер и форма конечных четырехугольных и треугольных элементов выбирались из требования наиболее корректного описания геометрии сегмента рефлектора. Основное требование к форме элемента предполагает, что углы четырехугольного конечного элемента по возможности должны быть близкими к 90° , а углы треугольного конечного элемента не должны значительно отличаться от 60° . Копируя конечно-элементную модель сегмента рефлектора вокруг продольной оси, получим полную конечно-элементную модель конструкции для создания жесткой связи и сосредоточенной массы используются элементы типа *rigid* и *mass*. Радиальные ребра, идущие от вершин шестигранной призмы к канту рефлектора, моделируются также оболочечными элементами. На рис. 11 показана полная конечно-элементная модель рефлектора с присоединенной массой и подкрепляющими ребрами. Рефлектор закрепляется от перемещений в трех точках на канте.

Разработанная конечно элементная модель была использована для модального анализа и для определения параметров напряженно-деформированного состояния рефлектора. Расчет выполнялся для случая, когда присоединенная масса равна 3 кг. На рис. 12 приведены формы колебаний рассматриваемого рефлектора для двух вариантов размеров центрально тонкостенной шестигранной призмы.

Первые частоты колебаний рефлектора с радиальными ребрами равны 61.2 Гц и 64.3 Гц. Отметим, что соответствующие частоты конструкции без радиальных ребер принимали значения 55.1 Гц и 56.6 Гц. Таким образом, постановка дополнительных ребер приводит к определенному увеличению частоты колебаний.

На рис. 13 представлена картина деформирования рефлектора, нагруженного массовыми силами в двух

направлениях. Величина перегрузок по-прежнему равна 20 g.

Максимальные перемещения рефлектора с различными размерами шестигранной призмы равны 0.9 мм и 1.13 мм. Аналогичные величины в конструкции без радиальных ребер принимали значения 3.22 мм и 3.11 мм.

Постановка радиальных ребер позволила значительно уменьшить перемещения в конструкции рефлектора.

Была выполнена также оценка влияния использования дополнительных ребер на величины напряжений, возникающих в рефлекторе под действием массовых сил. На рис. 14 показана картина распределения напряжений для двух вариантов размеров центрально шестигранной призмы.

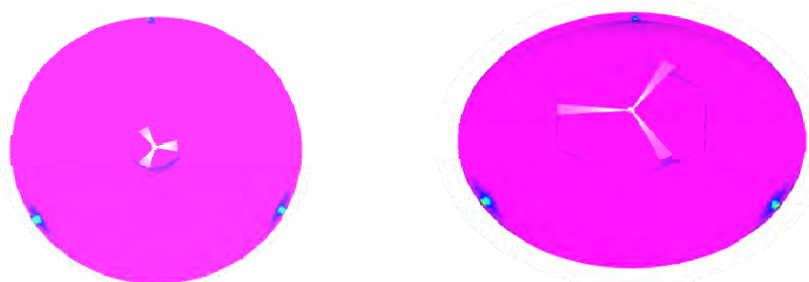


Рис. 10. Распределение напряжений в конструкции рефлектора с присоединенной массой

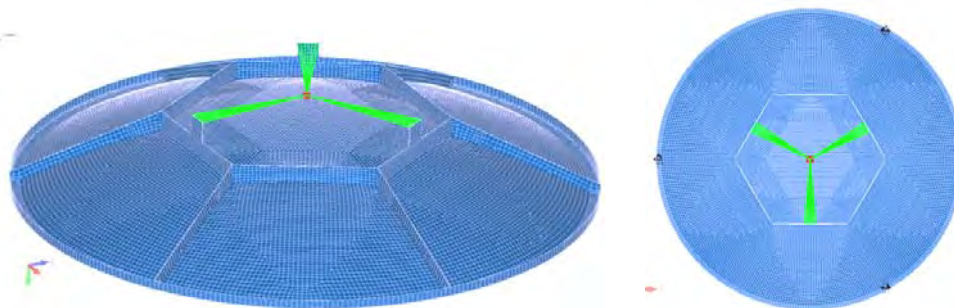


Рис. 11. Полная конечно-элементная модель рефлектора

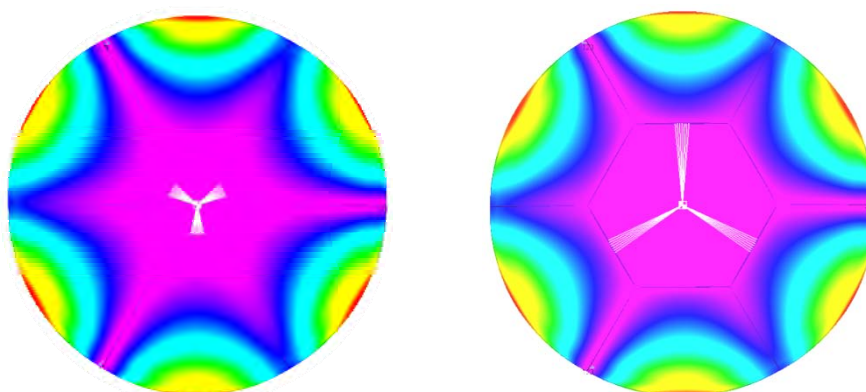


Рис. 12. Первые формы колебаний рефлектора с радиальными ребрами

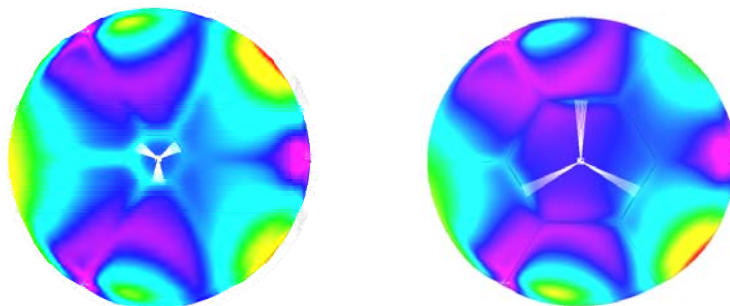


Рис. 13. Перемещения в рефлекторе с радиальными ребрами

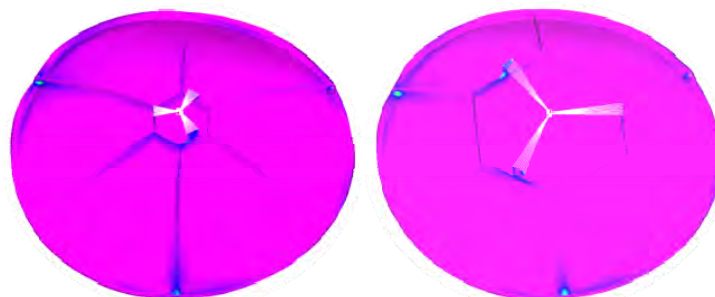


Рис. 14. Распределение напряжений в рефлекторе с радиальными ребрами

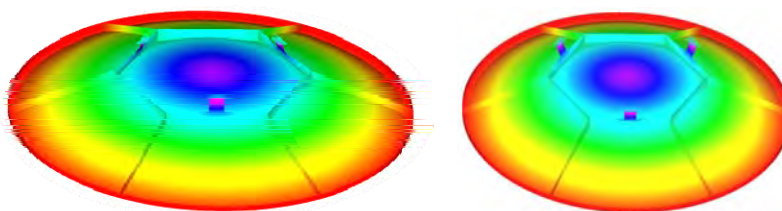


Рис. 15. Распределение перемещений в рефлекторе при температурах 150° и -150°

Максимальные напряжения, возникающие в конструкциях с разными по размерам шестигранными призмами соответственно равны 106.7 МПа и 103.8 МПа. Аналогичные напряжения, действующие в рефлекторе без радиальных ребер, принимали значения 368.7 МПа и 363.9 МПа. Таким образом, использование радиальных ребер позволяет значительно снизить уровень напряжений в окрестности точек зачековки.

В работе решена задача о деформировании композитного рефлектора с радиальными ребрами, испытывающего воздействие температуры. Кромки пластин, расположенных на гранях тонкостенной шестигранной призмы, закреплены от всех перемещений и углов поворота. Коэффициент линейного термического расширения принимался $1.95 \cdot 10^{-6}$ 1/град. При анализе рассматривались два варианта теплового воздействия. В первом варианте рефлектор был нагрет до температуры 150°. Распределение перемещений в этом случае показано на рис. 15.

Во втором варианте рефлектор охлаждался до температуры -150°. Отметим, что максимальные пе-

ремещения для двух вариантов теплового воздействия соответственно равны 0.185 мм и 0.243 мм.

Таким образом, в статье разработана методика создания конструкции параболического рефлектора с помощью конечно-элементного моделирования. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании антенн современных космических аппаратов.

Библиографические ссылки

1. Васильев В. В. Механика конструкций из композиционных материалов. М. : Машиностроение, 1988. 272 с.
2. Рычков С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran. М. : ДМК Пресс, 2013. 784 с.

References

1. Vasiliev V. V. Mechanics of composite structures. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 272 p.
2. Richkov S. P. Modeling of structures with Femap NX Nastran. Moscow, DMK Press, 2013. 784 p.