

Анализ прочности композитной сотовой панели сканера космического аппарата при гармонических вибрациях на этапе выведения на орбиту

В.Н. Маслей¹ • Н.Г. Крищук • А.С. Цыбенко

1 - ГКБ «Южное», г. Днепр, Украина; 2 - КПИ им. Игоря Сикорского, г. Киев, Украина

Received: 25 February 2018 / Accepted: 12 March 2018

Аннотация. Представлены результаты численного определения динамических характеристик и напряженно-деформированного состояния конструкции панельной платформы сканера для космического аппарата при квазистатических перегрузках и гармонических вибрациях на этапе выведения на орбиту. В качестве имитационной модели исследуемой системы выбрана типовая структура композитной панели с известной схемой расположения ячеек сот и армирующих слоев материала углепластиковой ленты для верхних и нижних пластин, труб, кронштейнов с известными механическими свойствами и схемой размещения оптических приборов с заданными массовыми характеристиками. Для решения задач статики и динамики использован метод конечных элементов в математических постановках задач квазистатического, модального и гармонического анализа. Определены собственные частоты и формы колебаний панельной платформы сканера. Для исследуемого режима вынужденных колебаний панели сканера при гармонических вибрациях установлены резонансные амплитуды перемещений и ускорений, а также коэффициентов усиления амплитуд виброускорений. Найдены максимальные величины эквивалентных напряжений по Мизесу, а также минимальные коэффициенты запаса прочности конструктивных элементов композитной панели сканера от действия квазистатических перегрузок и гармонических вибраций, отвечающих этапу выведения.

Ключевые слова: композиционные материалы, многослойные углепластиковые пластины, сотопанель, сканер, гармонические вибрации, конечно-элементные аппроксимации, численные расчеты, упругие и массовые характеристики, напряженно-деформированное состояние, прочность

Введение

Трехслойные конструкции с сотовым наполнителем применяются в качестве одной из силовых элементов панельных платформ, оболочечных отсеков, профилированных агрегатов космических аппаратов [1, 2]. Их основные достоинства, - высокие характеристики прочности и жесткости, при относительно небольшой массе. При создании конструкций панельных платформ из сотового композита для сканера космического аппарата (СКА) [3, 4] одной из важнейших проблем является обеспечение их прочности [5, 6].

Действие нагрузок при вынужденных гармонических вибрациях панельной платформы сканера для космического аппарата на этапе выведения обуславливает ее циклическое деформирование. Изучению напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности данного типа изделий в последнее время уделяется большое внимание, о чем свидетельствуют результаты исследований [1-4, 6-10].

Объект исследования

Типовая платформа СКА, состоит из сотопанели с закладными трехмерными элементами крепежа и выступающими кронштейнами. На сотопанели размещаются навесные элементы технологического оборудования (сканер, оптические приборы, магнитометр) (рис. 1а). Сотопанель представляет собой трехслойную составную конструкцию, состоящую из двух композитных пластин с закладными деталями (трубы, кронштейны, фитинги и втулки), сотового наполнителя, расположенного между ними, окантовочных углепластиковых труб и соединительных деталей. Панель крепится к адаптеру с помощью трех опор.

Для изготовления конструкционного материала пластин используется углепластиковая лента, состоящая из матрицы высокопрочного угольного наполнителя фирмы TAIRYFIL (Англия) и эпоксидного связующего. Механические характеристики приведены в табл. 1. Технология изготовления углепластиковой ленты отработана для изделий космического назначения [3, 4]. Из лент препрега поочередно выкладываются слои пакетов

✉ Н.Г. Крищук
m.kryshchuk@kpi.ua

конструкционного материала с заданной схемой армирования до набора требуемой технологической толщины пластин с учетом припуска на ее механическую обработку.

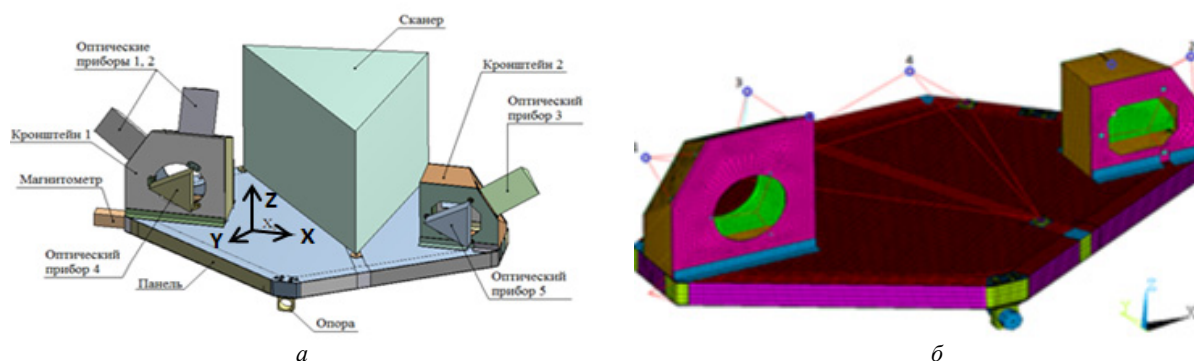


Рис. 1. Имитационная (а) и дискретная (б) модели панели СКА с технологическим оборудованием. Центры масс оптических приборов обозначены маркерами 1, 2, 3, 4 (б)

Композитные пластины панели жестко соединены клеем с сотовым наполнителем 5056-6-23 из алюминиевой фольги (модуль Юнга - 69ГПа, коэффициент Пуассона - 0,36, удельная плотность - 2700кг/м³) [2, 11]. Ядро ячейки составляет 6 мм, толщина стенки - 0.023 мм, для контактирующих граней - 0.046 мм. Для сплава ВТ-6 конструктивных элементов (фитинги, втулки) сотовопанели принят модуль упругости - 115 ГПа, коэффициент Пуассона - 0,37, удельная плотность - 4450кг/м³ [11].

Таблица 1

Механические характеристики композиционного материала, углепластиковой ленты на основе угольных волокон марки ТС 36S-12К и эпоксидного связующего марки ЭДТ-10 ОСТ 92-0957 [4]

$E_x, ГПа$	$E_y, ГПа$	$E_z, ГПа$	$G_{xy}, ГПа$	$G_{yz}, ГПа$	$G_{zx}, ГПа$	μ_{xy}	μ_{yz}	μ_{zx}	$\rho, кг / м^3$
150,0	8,1	8,1	15,9	0,7	15,9	0,25	0,22	0,25	1500

Композитные пластины панели воспринимают продольные нагрузки (сжатие, сдвиг) в своей плоскости, а также изгибающие моменты. Сотовый наполнитель воспринимает поперечные силы при изгибе трехслойной конструкции и обеспечивает совместную работу несущих слоев. Способность сотового наполнителя воспринимать нагрузку в плоскости несущих слоев зависит от конструкции ячеек наполнителя и его жесткостных характеристик.

Основным требованием к условиям механического деформирования конструктивных элементов панели СКА и приборов специального назначения при гармонических вибрациях на этапе вывода на орбиту, обусловленных работой двигателей и технических систем ракеты-носителя является обеспечение работы материалов в области упругих деформаций [4, 10].

Цель исследования

Численное моделирование НДС и оценка прочности конструкции панельной платформы из сотового композита для СКА при квазистатических перегрузках и гармонических вибрациях на этапе выведения на орбиту.

Постановка задачи

Для разработанной имитационной модели сотовопанели СКА выбор способа ее геометрической идеализации предопределен полнотой числовых данных для ее конструкции и навесных элементов технологического оборудования, исходных данных по видам нагружения, типам кинематических и жесткостных связей сопряженных тел, структуре армирования пластин из семи слоев углепластиковой ленты композиционного материала, геометрии построения ячеек алюминиевых сот 5056-6-23, формы соединителей и втулок из сплава ВТ-6, физико-механических и прочностных свойств указанных материалов.

Формирование расчетных схем для решения задач статики и динамики конструкции панели СКА при силовом нагружении осуществляли с учетом функционального воспроизведения в имитационной модели 3D геометрии сопряженных тел панели (пластины, трубы, кронштейны, фитинги и втулки, сотовый наполнитель) с упругими механическими свойствами и присоединенных жесткими связями сосредоточенных масс технологического оборудования (оптические приборы, сканер, магнитометр).

Режимы синусоидальной вибрации панели СКА определяли по данным расчёта нагрузок для динамических процессов деформирования твердых тел с преобразованием результатов к эквивалентным параметрам для амплитуд и интервалов частот возбуждения соответствующих гармоник [9]. Компоненты вектора

виброускорений по данным ГКБ «Южное» (табл. 2, 3) задавали в трех опорах крепления панели (рис.1а) к адаптеру [4].

Таблица 2

Параметры гармонических вибраций в продольном направлении

Полоса частот, Ω , Гц	Амплитуда виброускорений, A_z
5-10	0,5
10-30	0,8
30-50	1,2
50-100	0,8

Прочность панели СКА на этапе выведения на орбиту должна обеспечиваться для максимально ожидаемого режима механического нагружения в эксплуатации, - силового воздействия на конструкцию квазистатических перегрузок и гармонических вибраций в направлении продольной оси Z ортогональной плоскости платформы (рис.1а). Максимальное ускорение панели СКА на этапе выведения за эмпирическими данными ГКБ «Южное» составляет 6,94g.

Таблица 3

Параметры гармонических вибраций в поперечных направлениях

Полоса частот, Ω , Гц	Амплитуда виброускорений, $A_x = A_y$
5-7.5	0,4
7.5-10	0,4-0.6
10-100	0,6

Методы и алгоритмы

В качестве аппарата исследования приняли метод конечных элементов [12], согласно которому уравнения динамического равновесия вибронегруженной сотовой панели СКА представили в полудискретной форме [13]:

$$\begin{bmatrix} [M_{XX}] & [M_{XY}] \\ [M_{YX}] & [M_{YY}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}(t) \\ \ddot{Y}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{XX}] & [C_{XY}] \\ [C_{YX}] & [C_{YY}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}(t) \\ \dot{Y}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{XX}] & [K_{XY}] \\ [K_{YX}] & [K_{YY}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X(t) \\ Y(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

где t - время; $\{X(t)\}$, $\{\dot{X}(t)\}$, $\{\ddot{X}(t)\}$ - векторы амплитуд перемещений, скоростей и ускорений в незакрепленных узлах дискретной модели панели; $\{Y(t)\}$, $\{\dot{Y}(t)\}$, $\{\ddot{Y}(t)\}$ - векторы амплитуд перемещений, скоростей и ускорений опорных узлов панели с кинематическим возбуждением по соответствующим степеням свободы; $[M]$, $[C]$, $[K]$ - матрицы соответственно масс, демпфирования и жесткости, представленные в блочном виде для векторов узловых неизвестных.

Амплитуды перемещений $\{X(t)\}$ представили суммой компонент из псевдостатической и динамической части:

$$\{X(t)\} = \{X_s(t)\} + \{X_d(t)\}. \quad (2)$$

Псевдостатические амплитуды перемещений получили из уравнения (1) исключением первых двух слагаемых в левой части уравнения и заменой вектора неизвестных перемещений $\{X(t)\}$:

$$\{X_s(t)\} = -[K_{XX}]^{-1} [K_{XY}] \{Y(t)\}. \quad (3)$$

С учетом (3) уравнения (1) представили в виде

$$[M_{XX}] \{\ddot{X}_d(t)\} + [M_{XX}] \{\dot{X}_d(t)\} + [M_{XX}] \{X_d(t)\} = [\bar{M}] \{\ddot{Y}(t)\}, \quad (4)$$

где $[\bar{M}] = -([M_{XX}] [K_{XX}]^{-1} [K_{XY}] + [M_{XY}])$.

Левая часть (4) содержит матрицы масс, демпфирования и жесткости сотовой панели, неподвижно закрепленной в трех опорных узлах, а правая характеризует силы инерции по каждой степени свободы при перемещениях основания (опоры) по закону $\{\ddot{Y}(t)\}$. Очевидно, первое слагаемое в правой части (4) определяет эквивалентные силы, обусловленные кинематическим возмущением.

Векторы амплитуд виброперемещений опор сотовой панели, изменяющихся гармонически с одинаковой круговой частотой Ω и различной амплитудой по трем взаимно ортогональным направлениям, представили в комплексной тригонометрической форме

$$\{Y(t)\} = \{y(\Omega)\} e^{i\Omega t}, \quad i = \sqrt{-1}. \quad (5)$$

Аналогичную форму разложения использовали для определения перемещений сотовой панели

$$\{X_d(t)\} = \{x_d(\Omega)\} e^{i\Omega t}, \quad (6)$$

Коэффициенты матрицы демпфирования в анализируемом частотном диапазоне гармонических вибраций определяли по закону Рэлея [13].

Для вычисления АЧХ панели СКА при гармонических вибрациях осуществляли численные решения системы уравнений (1) в математических постановках задач модального и гармонического анализа [6, 12].

Из решения системы алгебраических уравнений собственных колебаний сотопанели с главными граничными условиями

$$[[K] - \omega^2 [M]] \{\varphi\} = \{0\}; \quad (7)$$

$$\{\varphi\}_{S=S_1} = \{\bar{\varphi}\}. \quad (8)$$

находили N собственных частот ω_i и форм колебаний $\{\varphi_i\}$, $i = 1 \dots N$.

В случае гармонических вибраций СКА для решения системы уравнений (1) использовали метод суперпозиции форм (главных координат) [12], в основе которого лежит разложение вектора перемещений искомого решения $\{X_d(t)\}$ по собственным формам колебаний в пространстве модальных координат $x_{dj}(t)$

$$\{X_d(t)\} = \sum_{j=1}^m \{\varphi_j\} x_{dj}(t), \quad (9)$$

где $\{\varphi_j\}$ - j -я собственная форма колебаний, m - количество используемых собственных форм разложения.

Для нахождения модальных координат x_{dj} преобразовали (1) с учетом ортогональности собственных форм колебаний [12] к виду n отдельных уравнений

$$\ddot{x}_{dj} + 2\omega_j \xi_j \dot{x}_{dj} + \omega_j^2 x_{dj} = -\{\varphi_j\}^T [\bar{M}] \ddot{y}_r, \quad j = 1, 2, \dots, n; \quad (10)$$

Используя в (10) тригонометрическое разложение модальных координат $x_{dj} = z_{dj} e^{i\Omega t}$ и их производных при соответствующих виброускорениях опор панели $y_r = y_{rc} e^{i\Omega t}$ амплитуды компонент искомого вектора перемещений находили как

$$x_{dj} = \sum_{j=1}^m \{\varphi_j\} \left(\frac{\{\varphi_j\}^T [\bar{M}] \ddot{y}_{rc}}{\omega_j^2 \left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_j} \right)^2 + 2i \xi_j \frac{\Omega}{\omega_j} \right)} \right), \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (11)$$

где \ddot{y}_{rc} - комплекснозначные величины модальной координаты амплитуд виброускорений опор панели, ω_j - собственная круговая частота j -й моды.

Зависимость от частоты коэффициентов демпфирования ξ_j j -й моды в расчетах не учитывали, полагали $\xi = 0,05$. В этом случае пики амплитудно-частотных характеристик гармонических вибраций сотопанели СКА имеют место при $\Omega \approx \omega_j$.

Искомые значения амплитуд эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{VM, harm}$ в элементах конструкции композитной панели СКА находили для узловых значений амплитуд виброперемещений дискретной модели [13], вычисленных по данным гармонического анализа.

Конечно-элементная модель

Для конструкции композитной панели СКА с технологическим оборудованием (рис. 1а) построена в системе инженерного анализа ANSYS APDL [13] конечно-элементная модель (рис. 1б), состоящая из стержневых (BEAM188), многослойных пластинчатых (SHELL181) и объемных (SOLSH190) КЭ. Контактные КЭ TARGE170 и CONTA173 использовали для сопряжения степеней свободы объемных и пластинчатых КЭ дискретных тел различной пространственной конфигурации (фитингов, втулок, пластин) путем создания контактных пар «узел – поверхность». Навесные элементы технологического оборудования СКА, - четыре оптических прибора, сканер и магнитометр, аппроксимировали сосредоточенными массами, используя КЭ MASS21. Жесткими связями MPC184 соединяли массовые эквиваленты оптических приборов и магнитометра с кронштейнами, массовые эквиваленты сканера с композитной пластиной (рис. 1). Сотовый наполнитель 5056-6-23 [2] моделировали в виде пластинчатой структуры с разбиением по толщине панели на 4 слоя КЭ SHELL181 при учете двойных стенок в зоне сварки алюминиевой фольги.

Физико-механические свойства материала многослойных пластинчатых КЭ SHELL181 композитных пластин с принятой схемой армирования задавали формулами для преобразований числовых данных (толщина, угол) каждого из семи слоев углепластиковой ленты и ее упругих характеристик (табл. 1). Локальные координаты многослойных КЭ для структур композитного материала пластин ориентировали в соответствии с главным направлением укладки слоев углепластиковой ленты.

Количество узлов сетки - 167328, количество элементов - 214212. Расчетная масса имитационной модели конструкции панели СКА с навесным оборудованием составляла 154,6 кг.

Результаты численных экспериментов

На первом этапе решения для интервала частот 5 Гц - 150 Гц определены в ANSYS APDL [14] динамические характеристики композитной сотовой панели СКА с навесным технологическим оборудованием. Найденные значения первых шести собственных частот представлены в табл. 4. В частотный диапазон вынужденных гармонических вибраций (5 Гц - 100 Гц) попадают три первые собственные частоты 56,7 Гц, 68,6 Гц, 88,3 Гц. Основные формы колебаний вызваны инерционной реакцией на композитную плиту массивных кронштейнов и размещенных на их сторонах оптических приборов.

Таблица 4

Собственные частоты колебаний композитной панели СКА

№ п/п	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	56,7	68,6	88,3	109,1	117,5	126,2

На основе модального анализа панели СКА с использованием метода главных координат проведено вычисление в ANSYS APDL [14] АЧХ в частотном диапазоне 5Гц - 100Гц для принятого 5% рассеяния энергии.

Расчетным путем определены зависимости амплитуд компонент векторов перемещений, ускорений и коэффициентов динамичности от частоты гармонических вибраций с последующей визуализацией в виде графиков для точек, отмеченных контрольными маркерами в имитационной модели (рис. 1б).

Установлено, что для первой и второй собственных частот имеют место максимумы амплитуд ускорений. В частности, на второй собственной частоте для проушины панели СКА они достигают величин 12,2g и 10,0g соответственно в продольном и поперечном направлениях (рис. 2).

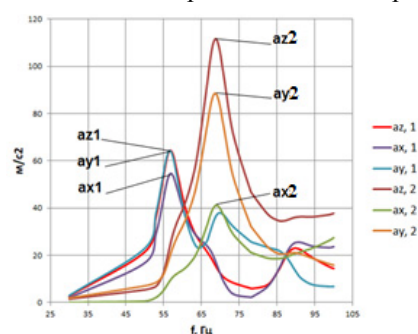


Рис. 2. Амплитуды продольных (аз) и поперечных (ах, ай) ускорений с указанием их экстремальных величин для оптических приборов, расположенных на двух кронштейнах (рис. 1б) панели при гармонических вибрациях

Максимальные значения коэффициентов усиления поперечных (~12...16) и продольных (~6...10) виброускорений панели реализуются соответственно вблизи первой 56,7 Гц и второй 68,6 Гц собственных частот колебаний.

Для исследуемой полосы частот гармонических вибраций экстремальные амплитуды перемещений оптических приборов 1 и 2 (рис. 1а), закрепленных жесткими связями на поверхности одного из кронштейнов, и амплитуды эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{VM,harm}$ [5, 8] в конструктивных элементах панели наблюдаются на частоте 68,4 Гц.

Максимальные величины продольных и поперечных амплитуд гармонических колебаний оптических приборов панели СКА не превышают соответственно 0,68мм и 0,66мм. При гармонических вибрациях и перегрузке максимальные амплитуды вектора перемещений оптических приборов 1 и 2 СКА, а следовательно и массивных тел кронштейнов относительно большой жесткости, на поверхности панели составляют 0,95 мм.

Контурные эпюры распределения амплитуд напряжений $\sigma_{VM,harm}$ в элементах конструкции панели СКА на частоте 68,4 Гц представлены на рис. 3, 4. Видно, что амплитуды напряжений $\sigma_{VM,harm}$ в конструктивных элементах существенно различаются.

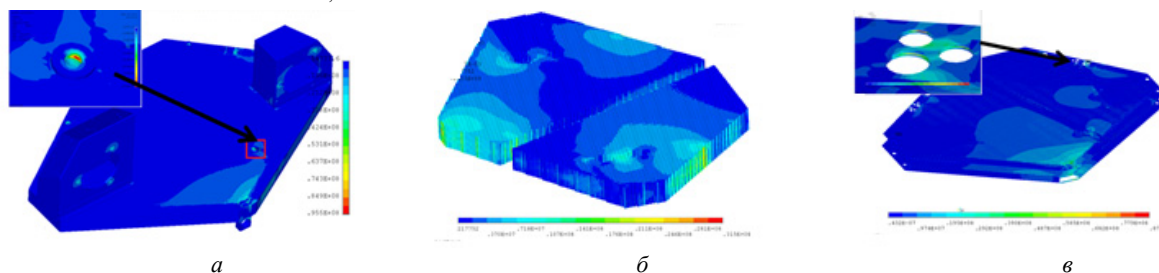


Рис. 3. Амплитуды эквивалентных напряжений по Мизесу панели СКА для частоты 68,4 Гц: - 95,5 МПа в опорном вкладыше пластины (а); - 31,5 МПа в сотовом наполнителе (б); - 87,7 МПа в отверстиях углепластиковых пластин (в)

В углепластиковой пластине напряжения $\sigma_{VM, harm}$ однородны за исключением зон у поверхностей опор для сканера и технологических отверстий. Максимальные значения $\sigma_{VM, harm}$ здесь соответственно равны 95,5 МПа (рис. 4а) и 87,7 МПа (рис. 3в). Величины амплитуд напряжений $\sigma_{VM, harm}$ в сотовом заполнителе в три раза меньше (рис. 4б) соответствующих значений в углепластиковых пластинах.

В углепластиковых трубах и кронштейнах панели максимальные амплитуды напряжений $\sigma_{VM, harm}$ не превышают соответственно значений 20,4 МПа (рис. 4а) и 35,3 МПа (рис. 4б). В фитингах и втулках углепластиковых труб амплитуды напряжений $\sigma_{VM, harm}$ имеют локальные максимумы 95,5 МПа (рис. 4в).

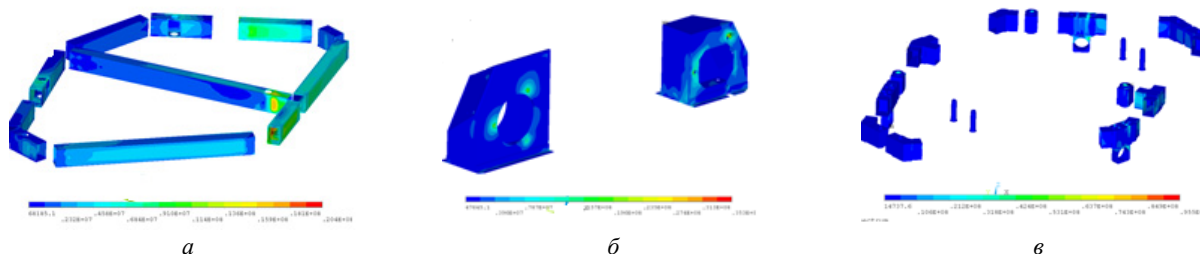


Рис. 4. Амплитуды эквивалентных напряжений по Мизесу панели СКА для частоты 68,4 Гц: - 20,4 МПа в углепластиковых трубах (а); - 35,3 МПа в углепластиковых кронштейнах (б); - 95,5 МПа в фитингах и втулках (в)

Расчет НДС панели СКА на этапе выведения на орбиту при максимальной продольной перегрузке 6,94g проводили в квазистатической постановке. Удельную инерционную нагрузку задавали для всех неоднородных тел дискретной модели в виде произведения ускорения перегрузки на соответствующую плотность материала. Для узлов дискретной модели, расположенных на опорах крепления к адаптеру (рис. 1а), вводили кинематические ограничения.

Поля квазистационарных продольных перемещений и эквивалентных напряжений $\sigma_{VM, static}$ в конструктивных элементах панели СКА представлены на рис. 5, 6, 7.

В углепластиковых пластинах панели на поверхностях свободных от креплений оптических приборов и труб распределение эквивалентных напряжений $\sigma_{VM, static} < 10$ МПа однородно. Для зон вблизи поверхностей крепежа фитингов, втулок для углепластиковых труб и технологических отверстий пластин максимальные величины $\sigma_{VM, static}$ достигают соответственно значений 56,91 МПа (рис. 6в) и 66,97 МПа (рис. 7а). Вблизи отверстий в кронштейнах панели СКА величины $\sigma_{VM, static}$ не превышают 13,19 МПа (рис. 7б).

Отметим, что величина напряжений $\sigma_{VM, static}$ в сотовом заполнителе при квазистационарной перегрузке в 1,5 раза больше, чем при гармонических вибрациях. В локальных зонах тонкостенных стенок ячеек сот $\sigma_{VM, static}$ достигают экстремальных значений 45,11 МПа (рис. 6б).

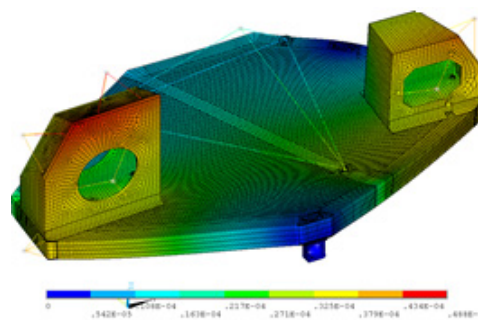


Рис. 5. Контурная карта продольных перемещений панели СКА при максимальной перегрузке на этапе выведения на орбиту, $U_{max} = 0,46$ мм на поверхности кронштейнов

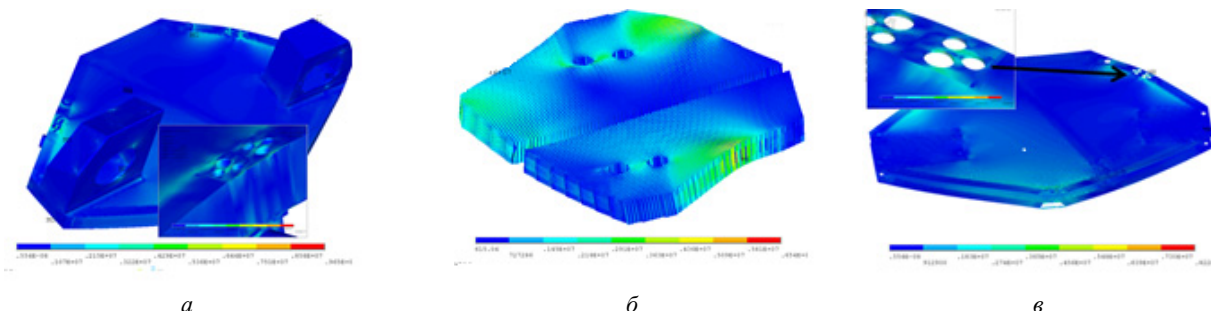


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в конструкции панели сканера КА при максимальной продольной перегрузке: - 66,97 МПа в зонах для крепежа фитингов и втулок углепластиковых пластин (а); - 45,11 МПа в сотовом заполнителе (б); - 56,91 МПа в отверстиях углепластиковых пластин (в)

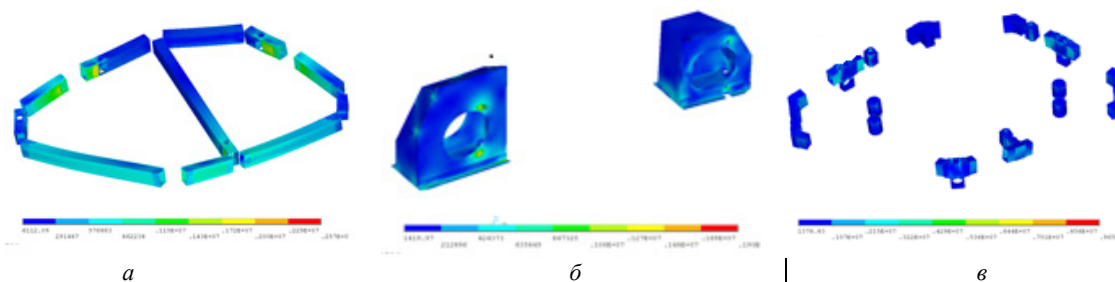


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в конструкции панели сканера КА при максимальной продольной перегрузке: - 17,84 МПа в углепластиковых трубах (а); - 13,19 МПа вблизи отверстий кронштейнов (б); - 67,32 МПа для фитингов и втулок (в)

В углепластиковых окантовочных трубах напряжения $\sigma_{VM,static}$ не превышают 17,84 МПа (рис.7а). Во втулках и фитингах напряжения $\sigma_{VM,static} \leq 67,32$ МПа (рис. 7в).

В комплексном прочностном анализе панели СКА эквивалентное напряжение σ_3 определяли как сумму напряжений Мизеса $\sigma_{VM,static}$ возникающих при максимальной продольной перегрузке и динамических амплитуд $\sigma_{VM,harm}$ напряжений Мизеса при гармонических вибрациях

$$\sigma_3 = \sigma_{VM,static} + \sigma_{VM,harm}. \quad (12)$$

Условие прочности имеет вид

$$\sigma_3 \leq [\sigma] = \min(\sigma_T / \eta_T, \sigma_B / \eta_B). \quad (13)$$

Здесь в качестве допускаемых напряжений $[\sigma]$ выбирается меньшее из найденных значений по условному пределу текучести σ_T или по временному сопротивлению σ_B для соответствующего материала при коэффициентах безопасности η_T и η_B . [8, 9]

Прочностные свойства материалов [2, 4, 11] и принятые коэффициенты безопасности η_T , η_B даны в таблице 5. Согласно [8] на старте и в полете ракеты-носителя на участке выведения, коэффициенты безопасности равны 1,3. При определении допустимых напряжений композиционных материалов [6] дополнительно вводится множитель $K \geq 1,2$.

Максимальные величины σ_3 в элементах конструкции панели СКА приведены в таблице 6. Там же дана оценка запасов прочности с использованием критерия (13). Как видно, условие прочности выполняется для всех конструктивных элементов силовой платформы СКА.

Таблица 5

Прочностные свойства, принятые коэффициенты безопасности и допускаемые напряжения							
№	Элемент конструкции	Материал	σ_T , МПа	σ_B , МПа	η_T	η_B	$[\sigma]$, МПа
1.	Сотовый наполнитель 5056-6-23	Алюминиевая фольга 5056	152	290	1,3		117
2.	Фитинги и втулки	Сплав ВТ-6	880	950	1,3		677
3.	Углепластиковые пластины, трубы, кронштейны	Углепластик		900		1,56	576

Таблица 6

Оценка прочности структурных элементов композитной панели СКА				
№	Элемент конструкции	Максимумы эквивалентных за Мизесом напряжений σ_3 , МПа	Допустимые напряжения $[\sigma]$, МПа	Запас прочности, $[\sigma] / \sigma_3$
1.	Сотовый наполнитель	76,61	117	1,5
2.	Углепластиковые трубы	38,24	576	15,0
3.	Фитинги и втулки	162,82	677	4,2
4.	Углепластиковые пластины	154,67	576	3,7
5.	Углепластиковые кронштейны	48,49	576	11,9

Выводы

1. Разработанная динамическая имитационная модель конструкции панели СКА с технологическими приборами, описанием топологии ячеистых структур, схем армирования многослойных композиционных материалов из углепластиковых лент, может быть эффективно применена для оценки несущей способности конструкций данного типа при перегрузке и гармонических вибрациях на этапе выведения.
2. При перегрузке 6,94g, сопровождающихся гармоническими вибрациями панели СКА в частотном диапазоне от 5 Гц до 100 Гц, максимальные величины амплитуд продольных и поперечных перемещений для оптических приборов и проушин конструкции составляют соответственно 1,14 мм и 0,66мм.
3. В диапазоне частот от 56,7Гц до 88,3Гц гармонических вибраций максимальные амплитуды ускорений составляют ~12g, а коэффициенты усиления амплитуд виброускорений не превышают ~16.
4. Условие прочности выполняется для всех конструктивных элементов панели СКА. Углепластиковые пластины, трубы, кронштейны имеют запас прочности не менее 3,7. Минимальный запас прочности 1,5 наблюдается в сотовом наполнителе панели СКА. Конструктивные элементы панели при гармонических вибрациях с перегрузкой на этапе выведения на орбиту деформируются упруго.

Аналіз міцності композитної сотової панелі сканера космічного апарату при гармонічній вібрації на етапі виведення на орбіту

В.М. Маслей, М.Г. Кришук, О.С. Цибенко

***Анотація.** Представлено результати чисельного визначення динамічних характеристик і напружено-деформованого стану конструкції панельної платформи сканера для космічного апарату при квазістатичних перевантаженнях і гармонічних вібраціях на етапі виведення на орбіту. В якості імітаційної моделі досліджуваної системи, обрана типова структура композитної панелі з відомим типом розташування осередків сот і армуючих шарів матеріалу углепластикової стрічки для верхніх і нижніх пластин, труб, кронштейнів з відомими механічними властивостями і схемою розміщення оптичних приладів із заданими масовими характеристиками. Для вирішення задач статички і динаміки використано метод скінченних елементів в математичних постановках задач для квазістатичного, модального та гармонічного аналізу. Визначено власні частоти і форми коливань панельної платформи сканера. Для досліджуваного режиму вимушених коливань панелі сканера при гармонічних вібраціях встановлені резонансні амплітуди переміщень і прискорень, а також коефіцієнтів посилення амплітуд віброприскорень. Знайдено максимальні величини еквівалентних напружень по Мізесу, а також мінімальні коефіцієнти запасу міцності структурних елементів композитної панелі сканера від дії квазістатичних перевантажень і гармонічних вібрацій, що відповідають етапу виведення.*

***Ключові слова:** композиційні матеріали, багатошарові углепластикові пластины, панелі, сканер, гармонічні вібрації, скінченно-елементні апроксимації, чисельні розрахунки, пружні і масові характеристики, напружено-деформований стан, міцність*

Analysis of strength of composite cellular scope of scanner of a space apparatus under harmonic vibrations at the stage of introduction to orbit

V. Masley, M. Kryshchuk, A. Tsybenko

***Abstract.** The results of numerical determination of dynamic characteristics and stress-deformed condition of the design of the panel platform of the scanner for a spacecraft under harmonic vibrations and quasi-static overloads at the stage of orbital deployment are presented. As a simulation model of the studied system, the topological structure of the composite panel with a known type of cell construction and reinforcing layers of the material in the plane of the package of carbon-plastic plates, tubes, brackets and the arrangement of optical devices is chosen. For solving statics and dynamics problems, the finite element method in mathematical formulation of boundary value problems for modal, harmonic, and quasi-static analysis is employed. Own frequencies and fluctuations forms of the scanner panel platform are determined. For the investigated mode of forced oscillations of the cell panel of the scanner under harmonic vibrations, the resonant amplitudes of displacements, accelerations and amplification coefficients of vibration acceleration amplitudes are established. The maximum magnitudes of Mises equivalent stresses and the minimum strengths of the structural elements of the composite panel by the action of harmonic vibrations and quasi-static overloads corresponding to stage of output are established.*

***Keywords:** composite materials, multi-layer carbon-fiber plates, panels, scanner, harmonic vibrations, finite element approximation, numerical calculations, elastic and mass characteristics, stress-strain state, strength*

References

1. Панин В.Ф. Конструкции с сотовым наполнителем / В.Ф. Панин. – М.: Машиностроение, 1982. – 152 с.
2. Иванов А.А. Новое поколение сотовых наполнителей для авиационно-космической техники / А.А. Иванов, С.М. Кашин, В.И. Семенов. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 436 с.
3. Дегтярев А.В. Применение композиционных материалов при создании перспективных образцов ракетной техники / А.В. Дегтярев, В.А. Коваленко, А.В. Потапов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 2(89). – с. 34 – 38.
4. Маслей В.Н. Определение динамических характеристик многослойных углепластиковых пластин конструкции сканера высокого разрешения / В.Н. Маслей, Н.Г. Кришук // Mechanics and Advanced Technologies. - 2017. - №80. - с. 45-51.
5. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В двух частях. Новосибирск: Наука. Часть 1: Критерии прочности и ресурса – 494 с. Часть 2: Обоснование ресурса и безопасности, – 2005. - 610 с.
6. “ECSS-E-ST-32-10C. Space engineering Structural factors of safety for spaceflight hardware” (2009), available at: http://everyspec.com/ESA/ECSS-E-ST-32-10C_REV-1_47761/.
7. Хейдарифар М. Анализ предельной несущей способности конструкций с сотовым наполнителем / М. Хейдарифар, Д. В. Тиняков, В. И. Рябков // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. - 2014. - № 64. - с. 64 – 70.
8. “GOST R 56514-2015. Normy prochnosti avtomaticheskikh kosmicheskikh apparatov” (2015), available at: http://allgosts.ru/49/140/gost_r_56514-2015.pdf
9. “ECSS-E-HB-32-26A. Space engineering Spacecraft mechanical loads analysis handbook” (2013), available at: http://www.vibrationdata.com/tutorials2/ECSS-E-HB-32-26A_19February2013.pdf
10. “ECSS-E-ST-10-03C. Space engineering Testing” (2012), available at: <http://everyspec.com/ESA/download.php?spec=ECSS-E-10-02C.047796.pdf>
11. Трощенко В.Т. Прочность материалов и конструкций / В.Т. Трощенко, Р.И. Курият, А.А. Лебедев и др. // Киев: Академперіодика. – 2005. - 1086 с.
12. Введенский Н.Ю., Пустобаев М.В. Анализ отработки космической техники на механические воздействия в США, ЕС и РФ / Н.Ю. Введенский, М.В. Пустобаев // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – 2012. - Том. 130, №5. с. 19-26.
13. Bathe K.J. Numerical methods in finite element analysis / K.J. Bathe, E.L. Wilson // Prentice Hall. – 1976.
14. “ANSYS Structural Analysis Guide ANSYS Release 12.1.” (2009) available at : www.ansys.com/