

УДК 629.783.064.3.001.66

Р.Ю. ТУРНА, В. С.ЧИГРИН, А.В. БЕЛОГУБ

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА (ТГА) ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ НЕВЕСОМОСТИ

В работе представлен опыт по оптимизации конструкции ТГА, предназначенного для поддержания режимных параметров системы термостатирования космического аппарата в условиях жестких ограничений по массе, объему, габаритам и используемому материалу для изготовления элементов конструкции; условиям внешних и внутренних воздействий. Основное внимание уделено выбору толщин корпусных деталей, размещению и параметрам сварных швов. В результате проведенных исследований удалось предложить конструкцию, способную функционировать на орбите и выдержать перегрузки, связанные с выводом на орбиту.

Ключевые слова: *термогидравлический аккумулятор, космический аппарат, прочность конструкции.*

Введение

Современная космическая техника характеризуется непрерывным ростом потребления электроэнергии и увеличением срока службы. Новые конструкции космических аппаратов, от телекоммуникационных спутников до микроспутников, включают в себя двухфазные системы обеспечения теплового режима. Постоянное развитие электронных устройств космических аппаратов открывает новые проблемы с обеспечением их тепловых режимов. Современные проекты космических аппаратов имеют энергопотребление более 10 кВт. В этом аспекте перспективными становятся двухфазные контуры теплопереноса с насосной прокачкой теплоносителя [1, 2]. В таких системах тепло от электронных устройств передается двухфазному теплоносителю и отводится посредством радиаторов излучателей в космос. Основным элементом двухфазной системы термостатирования является ТГА, который обеспечивает заданное давление в зоне испарения и компенсирует изменение объема жидкой фазы теплоносителя в контуре.

Конструкция ТГА представляет собой замкнутый объем с заключенными в него капиллярными структурами, нагревателем и патрубками подбора и отвода теплоносителя в контур. В качестве рабочей жидкости могут быть использованы фреоны, аммиак и пр.

1. Постановка задачи

Основными параметрами ТГА являются объем внутренней полости, габаритная длина и максимальное рабочее давление. Рекомендуемый материал имеет следующие характери-

стики – временное сопротивление на разрыв – 580 МПа, предел текучести – 290 МПа. Кроме того конструкция должна удовлетворять набору требований, связанных с превышением рабочего давления, вакуумированием, статическими и динамическими перегрузками, минимальной частотой резонанса и др. Предварительные проработки показали, что предпочтительной формой корпуса будет цилиндрический с торо-сферическими крышками и размещенным в осесимметричной трубке нагревателем (рис. 1). Вся конструкция неразборная сварная. Очевидно, что наиболее компактным вариантом был бы ТГА с цилиндрическим корпусом и плоскими донцами, а наиболее прочным – цилиндрический со сферическими крышками (последующий, более подробный анализ показал, что вариант со сферическими крышками при соблюдении габарита по длине проигрывает по массе варианту с торо-сферическими крышками). Задача проектирования корпуса свелась к задаче выбора толщин цилиндрической части, радиусов торов и сфер крышек, а также разработке конструкций сопряжений цилиндрической части корпуса с крышками, тепловой трубки с крышками и отборника давления с передней крышкой. Еще одной задачей были проверки конструкции на соответствие другим требованиям, основным из которых оказалось противостояние ударным нагрузкам.

2. Выбор геометрии

Как было сказано выше, задача свелась к определению толщин стенок и форм заделок с последующей проверкой по другим условиям. На рис. 2 приведена трехмерная модель корпу-

са, использованная для размерной оптимизации конструкции в т.ч. в местах сварки и переходов одной детали в другую. Понятно, что толщины стенок корпуса и крышек легко рассчитать аналитически, что и было предварительно сделано, но дальнейшие расчеты проводились с исполь-

зованием МКЭ по известным технологиям [3]. По техническим требованиям к изделию оно должно иметь положительные запасы прочности при полуторакратном превышении рабочего давления по пределу текучести и двукратному превышению давления по пределу прочности.

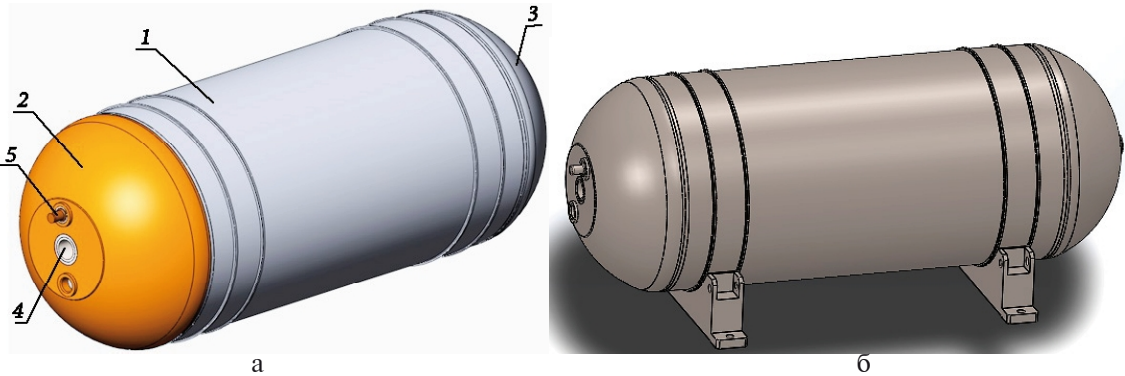


Рис. 1. Корпус ТГА

а – модель корпуса без опор; б – модель корпуса с опорами
1 – цилиндрический корпус, 2 – передняя крышка, 3 – задняя крышка, 4 – теплоподводящая трубка, 5 – штуцер «отбора» давления

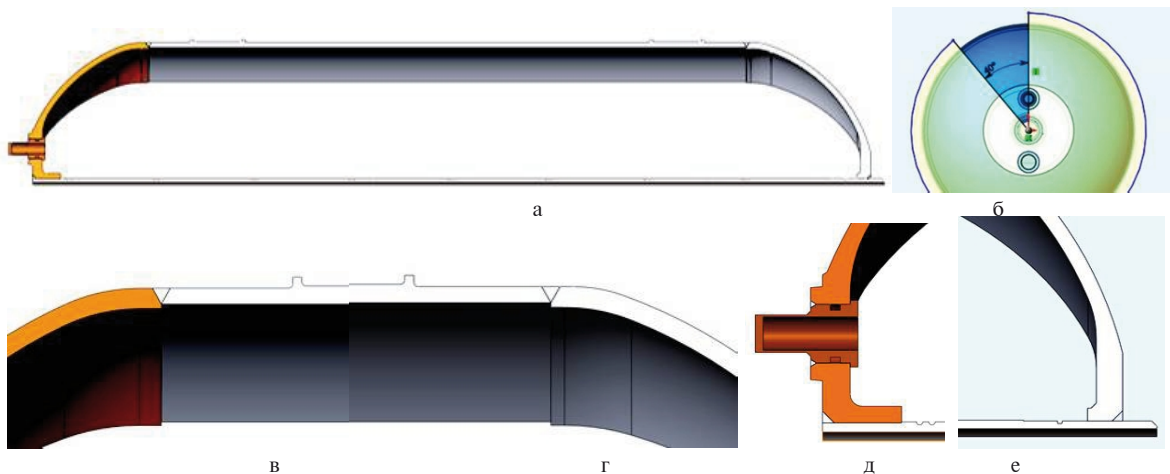


Рис. 2. Геометрическая модель корпуса, использованная

для определения толщин корпусных деталей швов и заделок корпуса ТГА
а и б – сектор корпуса; в и г – сварные сочленения цилиндра и крышек;
д и е – сварные сочленения крышек, штуцера отбора давления и тепловой трубки

В табл. 1 приведены запасы прочности конструкции, рассчитанные по следующим формулам:

Для элементов конструкции:

$$MoSy = (\sigma_T / 1.1\sigma - 1); \quad (1)$$

$$MoSu = (\sigma_B / 1.25\sigma - 1), \quad (2)$$

где σ_T , σ_B – предел текучести и предел прочности соответственно.

Для сварных швов:

$$MoSy = (\varphi\sigma_T / 1.1\sigma - 1); \quad (3)$$

$$MoSu = (\varphi\sigma_B / 1.25\sigma - 1), \quad (4)$$

где φ – коэффициент «запаса» для сварных швов. Коэффициент в соответствии с ГОСТ 14249-89 для ручных швов со 100% контролем по длине равен 0,9.

Таблица 1

Напряжения и запасы прочности по элементам конструкции в результате моделирования (модель по рис. 2)

Название элемента конструкции	Максимальные напряжения σ при моделировании, МПа		MoSy	MoSu
	Давление 69 бар	Давление 92 бара		
Корпус	227	303	0.16	0.74
Тор	176	234	0.50	1.25
Трубка	235	340	0.12	0.55
Штуцер	188	250	0.40	1.11
Шов корпуса	172	229	0.38	1.07
Шов фланца	158	212	0.50	1.24
Шов трубки	152	196	0.56	1.42
Шов штуцера	122	162	0.94	1.93

Из таблицы 1 видно, что минимальный запас прочности имеет тепловая трубка (рис.3) в месте проточки под стопорное кольцо, что может быть использовано для санкционированного разрушения конструкции при аварийном превышении давления выше расчетного.

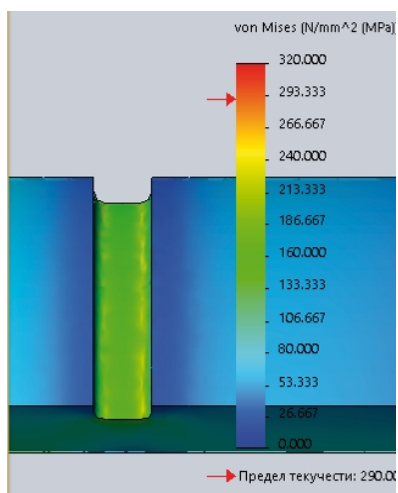


Рис. 3. Напряжения в проточке тепловой трубки при давлении 69 бар

3. Анализ малоциклового усталости

ТГА должен пройти испытания циклами давления в соответствии с требованиями, показанными в таблице 2, при этом количество

циклов определяется следующим образом:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (5)$$

где: N_1 – количество ожидаемых циклов давления до давления 46 бар, умноженное на 4;

N_2 – количество ожидаемых циклов давления до давления 69 бар, умноженное на 2;

N_3 – количество дополнительных циклов, которые будут выполняться при 46 бар с тем, чтобы добиться $N \geq 50$ циклов.

Таким образом, суммарное количество нагружения ТГА должно составить:

$$N = 324 + 22 + 500 + 700 + 20\,000 + 150\,000 = 171\,330 \text{ циклов.}$$

Очевидно, что для проведения этого анализа необходимо иметь данные по напряжениям в конструкции при статическом нагружении давлениями в соответствии с табл. 2. Такой анализ следует выполнять для полной конструкции (рис. 1б) с опорами. При моделировании нагружения внутренним давлением 69 бар выяснилось, что в местах сопряжения цилиндрической части корпуса с опорой (рис. 4) возникают напряжения, существенно превосходящие допустимые (более 470 МПа).

Для компенсации деформаций относительно податливого корпуса и жесткой опоры в конструкцию была введена гофрированная проставка между опорой и корпусом, показанная на рис. 5. Материал проставки – пружинная сталь с $\sigma_T = 600$ МПа, $\sigma_B = 800$ МПа.

Таблица 2

Заданные количества циклов для испытаний на режимах

Фаза испытаний	Количество циклов	Начальное и конечное давление, бар	Тестовое давление, бар
1	2	11	69
2	32	11	46
3	500	11	20
	700	26,1	29,5
	20 000	26,1	41,5
	150 000	26,1	26,7

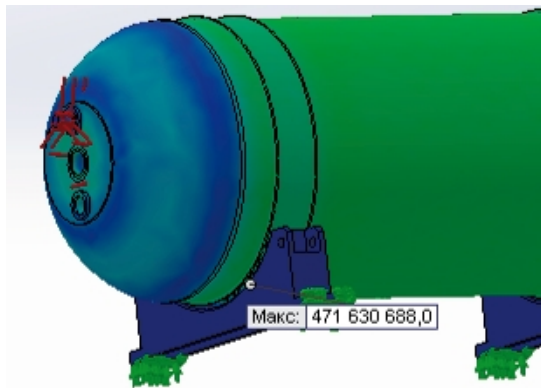


Рис. 4. Напряжения в корпусе при нагружении внутренним давлением 69 бар

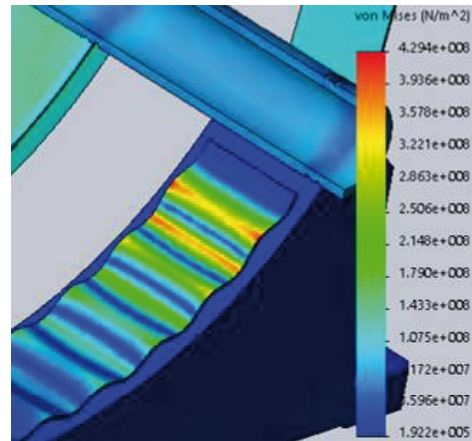


Рис. 6. Напряжения в проставке

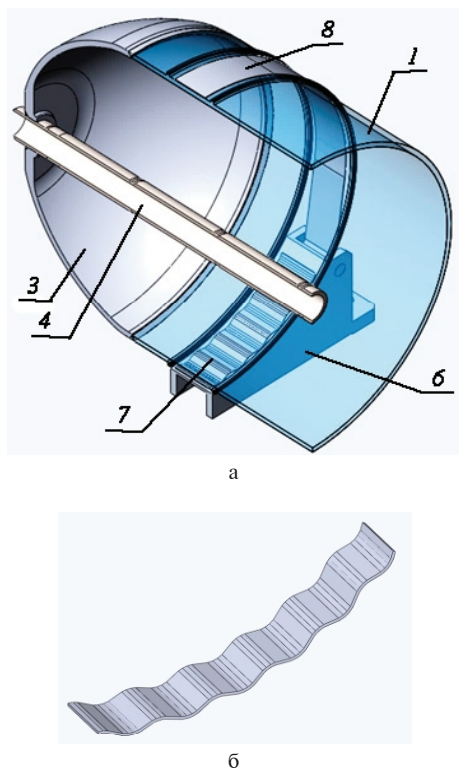


Рис. 5. Конструкция ТГА с гофрированной проставкой (а), проставка (б)
 1 – корпус, 3 – крышка, 4 – тепловая трубка,
 6 – опора, 7 – гофрированная проставка,
 8 – стягивающий хомут

Последующий цикл моделирования (табл.2) показал, что максимальные напряжения при нагружении внутренним давлением возникают в гофрированной проставке (рис.6), при этом напряжения в корпусе несколько снижаются по сравнению с приведенными в табл.1 за счет действия бандажа (поз.8, рис.5).

В таблице 3 приведены напряжения при действии внутреннего давления в соответствии с табл.2.

Таблица 3
 Напряжения в конструкции при действии внутреннего давления

Внутреннее давление, бар	Напряжение, МПа
11	71
20	136
26,1	178
26,7	184
29,5	202
41,5	283
46	313
69	472

Моделирование усталостного испытания показало, что конструкция обеспечивает работоспособность при несимметричном циклическом нагружении внутренним давлением до 46 бар в самой напряженной зоне 85850 циклов до разрушения. Наиболее нагруженные участки находятся в зоне контакта гофрированной проставки и корпуса. Усталостное нагружение до 29.5 бар – до 10^6 циклов; до 41,5 бар – 153800. Таким образом можно констатировать, что конструкция с гофрированной проставкой удовлетворяет предъявляемым требованиям.

4. Анализ противостояния статическим перегрузкам и ударам

Анализ проведен для статических, ударных и вибрационных перегрузок.

Моделирование статических перегрузок в 20g перпендикулярно плоскости крепления и 12g по

двум другим перпендикулярным первой плоскостям с одновременным действием внутреннего давления 12 бар показало, что напряжения не превышают 140 МПа, что существенно ниже предела текучести. Моделирование проведено для конструкции без гофрированной проставки.

Анализ конструкции на удар проведен как для конструкции без проставки между корпусом и опорой, так и с проставкой. В качестве ударного импульса при моделировании одиночного удара принят в соответствии с ГОСТ 28213-89 (МЭК 68-2-27-87) полусинусоидальный импульс с длительностью D и амплитудой A (рис. 7).

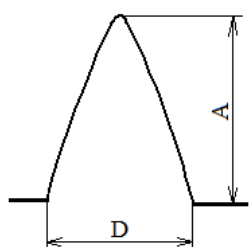


Рис. 7. Полусинусоидальный импульс

Моделировалось испытание на одиночный удар, частотой 100Гц, и уровнем перегрузки 20 g.

Длительность полусинусоидального (или пилообразного) импульса для заданных условий составляет 18 мс, максимальный уровень перегрузки (пиковое значение) формируется в середине импульса за время $D/2 = 9 \text{ мс} \approx 0,01 \text{ с}$. За это время при перегрузке 20 g перемещение составляет 10 мм. Эти исходные данные заложены при моделировании одиночного удара. На рис. 8 представлены результаты моделирования удара в направлении, перпендикулярном плоскости крепления, из которого видно, что напряжения как в случае без проставки, так и с ней, существенно превышают предел текучести. Аналогичные результаты получены и при ударе по другим направлениям. Проведенное моделирование показало, что под воздействием ударных нагрузок конструкция корпуса ТГА разрушится. Для противодействия ударным нагрузкам предложено ТГА установить на виброизоляторах ДКА-48-7,5/15 (рис. 9), производящихся серийно. Установка виброизоляторов смоделирована их жесткостями в местах контакта площадок кронштейнов и основания.

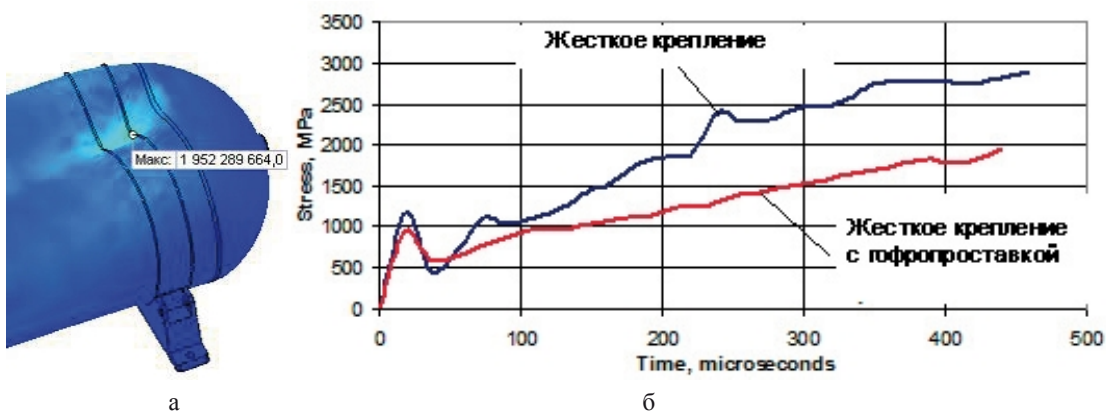


Рис. 8. Напряжения в конструкции при ударе перпендикулярно плоскостям крепления опор
 а – напряжения на корпусе при испытаниях с гофропоставкой на 439 мкс,
 б – график изменения напряжений в процессе удара.



ДКА-48-7,5/15

Рис. 9. Внешний вид виброизолятора ДКА-48-7,5/15

На рис. 10 приведены результаты моделирования ударных нагрузок с виброизоляторами в направлении, перпендикулярном плоскости опор. В двух остальных направлениях, для которых проведено моделирование напряжения также существенно меньше предела текучести материала.

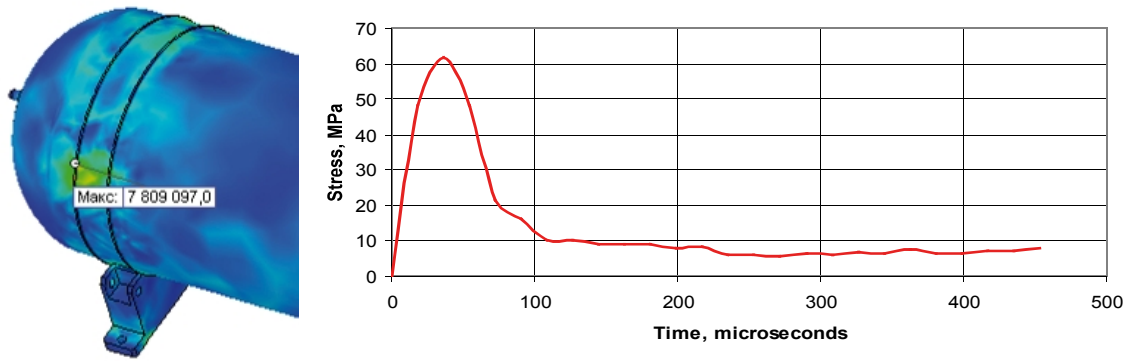


Рис. 10. Напряжения в конструкции при ударе перпендикулярно плоскостям крепления опор а – напряжения на корпусе, б – график изменения напряжений в процессе удара

Выводы

Проведенный анализ показал, что предлагаемая конструкция корпуса ТГА в первом приближении может быть предложена для использования на космическом аппарате и удовлетворяет предъявленным требованиям по прочности. Следует отметить, что исследования корпуса ТГА совместно с опорами проведены на модели, не в полной мере отвечающей предполагаемой реальной конструкции. Так принято, что все сопряжения в сборке корпуса жестко связаны, три из 4-х лап опор закреплены как ползуны, а одна лапа – жестко. Дальнейшее исследование предполагается посвятить анализу прочности конструкции при не жестких связях между элементами сборки и жесткому креплению всех лап опор к базовому основанию спутника.

Литература

1. Никонов А.А. Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов [Текст] / А.А. Никонов, Г.А. Горбенко, В.Н. Блинков. – М.: Центр научно-технической информации «Поиск», 1991. – 302 с.
2. Гакал П. Г. Экспериментальные исследования переходных процессов в системе терморегулирования космического аппарата на базе двухфазного контура теплопереноса [Текст] / П.Г.Гакал // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 6 (103). – С.44-52.
3. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи [Текст] / А. А. Алямовский. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.

Поступила в редакцию 26.07.2017 г.

Р. Турна, В. Чигрін, О. Білогуб. Інженерна оптимізація конструкції термогідролічного акумулятора (ТГА) для використання в умовах невагомості

В роботі представлений досвід по оптимізації конструкції ТГА, призначеного для підтримки режимних параметрів системи термостатування космічного апарату в умовах жорстких обмежень по масі, об'єму, габариту і матеріалу, що буде використано для виготовлення елементів конструкції; умовах зовнішніх і внутрішніх впливів. Основна увага приділена вибору товщини корпусних деталей, розміщенню і параметрам зварних швів. В результаті проведених досліджень вдалося запропонувати конструкцію, здатну функціонувати на орбіті і витримати перевантаження, пов'язані з виведенням на орбіту.

Ключові слова: термогідролічний акумулятор, космічний апарат, міцність конструкції.

R. Turna, V. Chygryn, A. Belogub. Engineering optimization of heat controlled accumulator (HCA) construction for microgravity conditions

The paper presents experience for optimizations of Heat controlled accumulator (HCA) construction used for maintain regime parameters of space vehicle thermal control system in the conditions of hard limitations on mass, volume, size and material list allowable to use for construction parts under specified environment and internal conditions. As a result of undertaken studies it was succeeded to offer a construction, serviceable on an orbit and to withstand overloads related to launch on an orbit.

Keywords: Heat controlled accumulator, space vehicle, durability of construction.