

УДК 629.7.062

В.И. Конох, И.И. Калинин, И.Н. Гордиец, А.В. ШПАК

Государственное предприятие “Конструкторское бюро “Южное” им. М. К. Янгеля”

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕСУРСНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛЬФОННОГО ПНЕВМОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

Рассмотрен новый вариант пневмонасосного агрегата с безутечным уплотнительным элементом - сильфоном для системы подачи топлива орбитальной ЖДУ, работающей на компонентах топлива АТ и ММГ (НДМГ), состоящей из маршевого двигателя тягой 40 кгс и рулевых двигателей малой тяги и временем существования на орбите более 5 лет. Диапазон изменения суммарных расходов компонентов топлива составляет 100240 г/с. Определены основные геометрические характеристики пневмонасосного агрегата и жесткости сильфонов. Представлены результаты ресурсных испытаний разработанных сильфонов из нержавеющей стали и фторопласта.

Ключевые слова: *двигательная установка, пневмонасосная система подачи, пневмонасос, сильфон.*

Введение

В настоящее время в жидкостных двигательных установках космических аппаратов широко применяется вытеснительная система подачи топлива. Она является наиболее простой и, следовательно, надежной, но обладает двумя принципиальными недостатками – топливные баки работают при высоких давлениях (обычно от 15 до 20 кгс/см²) и ЖРД имеют большой разброс тяги и соотношения компонентов топлива. Высокие давления в баках приводят к их переутяжелению, большие разбросы соотношения компонентов к увеличению гарантийных запасов топлива. С увеличением тяги или увеличением суммарного импульса тяги увеличиваются также и запасы компонентов топлива, а, следовательно, и баков. В этом случае вытеснительная система становится тяжелой и громоздкой. Турбонасосная система подачи значительно сложнее вытеснительной и ее применение целесообразно для двигателей с тягой более 1000 кгс.

В ГП «КБ «Южное» разработана и доведена до стадии летных испытаний новая система подачи топлива – пневмонасосная. Пневмонасосная система подачи занимает свою отдельную нишу (в зависимости от тяги двигательной установки) на стыке между вытеснительной и турбонасосной системами подачи компонентов топлива и однозначно превосходит по массовому совершенству вытеснительную.

1. Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Масса, применяемых в настоящее время спутниковых платформ Spacebus, Eurostar,

Alphabus, составляет 5000-8000 кг, при этом заправка компонентами топлива колеблется в пределах 60-70% от общей массы. Орбитальная жидкостная двигательная установка такой платформы состоит из маршевого двигателя тягой ~40 кгс и рулевых двигателей малой тяги (РДМТ).

В настоящее время в ГП «КБ «Южное» ведутся работы по созданию орбитальной ЖДУ, работающей на компонентах топлива АТ и ММГ (НДМГ) и состоящей из маршевого двигателя тягой 40 кгс и рулевых двигателей малой тяги. Эта ЖДУ имеет запас топлива ~3000 кг, должна быть работоспособной на орбите в течение 5 лет и обеспечивать большое число включений (более 100) [1]. Исходя из тенденции улучшения характеристик спутниковых платформ, в качестве системы топливоподачи применена пневмонасосная. Типичная схема ЖДУ с пневмонасосной системой подачи приведена на рис 1. Она была разработана в 2004-2006 гг. ГП «КБ «Южным» для автономного космического буксира «Кречет» с орбитальной ДУ 802. В состав ДУ входят топливные баки окислителя и горючего, пневмоблок, камера маршевого двигателя, РДМТ, ПНА, газовый редуктор для наддува топливных баков и управляющая автоматика.

В 2014-2015 гг. были проведены ресурсные испытания уплотнительных элементов поршневого ПНА [2]. Недостатками контактных уплотнений возвратно поступательных пар являются износ и необеспечение полной герметичности, как при работе, так и во время длительного хранения. В последнее время в технике все большее применение в качестве уплотнительных элементов получили пла-

стинчатые сиффоны [3]. С целью улучшения ресурсных характеристик в несколько раз, для спутниковой ДУ был разработан ПНА, в котором в качестве подвижного уплотнительного элемента был использован пластинчатый сварной сиффон. Схема разработанного сиффонного ПНА приведена на рис. 2. Основные требования, предъявляемые к разрабатываемому ПНА, приведены в таблице 1.

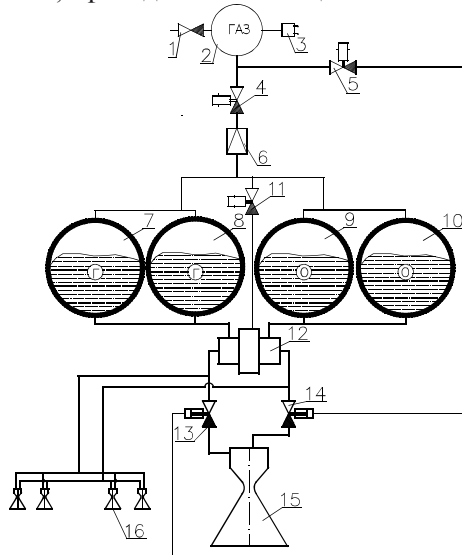


Рис. 1. ЖДУ с пневмонасосной системой подачи компонентов топлива:

1 - клапан заправки; 2 - баллон с гелием; 3 - сигнализатор давления; 4, 5, 11 - электропневмоклапан; 6 - газовый редуктор; 7, 8 - бак горючего; 9, 10 - бак окислителя; 12 - пневмонасосный агрегат; 13, 14 - гидроклапан; 15 - камера маршевого двигателя, 16 - рулевые двигатели малой тяги

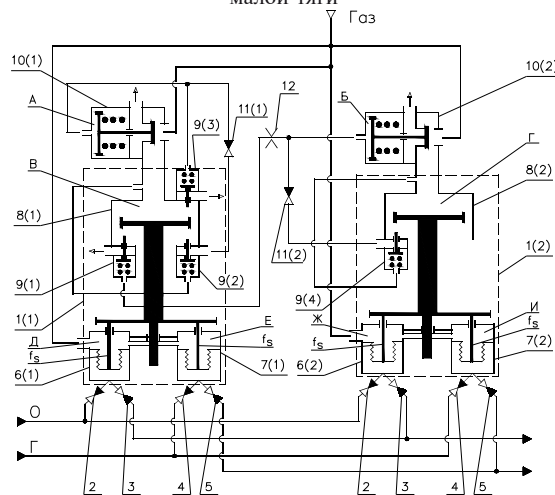


Рис. 2. Схема сиффонного ПНА:

1(1), 1(2) – насосный блок; 2 – обратный клапан по линии входа «О»; 3 – обратный клапан по линии выхода «О»; 4 – обратный клапан по линии входа «Г»; 5 – обратный клапан по линии выхода «Г»; 6(1), 6(2) – гидравлический насос «О»; 7(1), 7(2) – гидравлический насос «Г»; 8(1), 8(2) – пневмопривод; 9(1), 9(4) – концевой клапан; 10(1), 10(2) – пневмораспределитель; 11(1), 11(2) – обратный клапан; 12 – жиклер; А, Б, В, Г, Д, Е, Ж, И – полость

Таблица 1

Характеристики ПНА при работе в составе орбитальной ЖДУ

1	Рабочее тело пневмопривода	Гелий	
2	Окислитель	АТ	
3	Горючее	ММГ (НДМГ)	
4	Номинальное абсолютное давление гелия на входе, кгс/см ²	7	
5	Диапазон температур гелия при различных режимах работы, К	– при работе только РДМТ	273...323
		– при работе маршевого двигателя	323...373
6	Номинальное абсолютное давление топлива на входе, кгс/см ² :	– по линии окислителя	7
		– по линии горючего	7
7	Номинальное абсолютное давление топлива на выходе из ПНА, кгс/см ² :	– по линии окислителя	17
		– по линии горючего	17
8	Расходы компонентов топлива, кг/с	– окислителя	0,062-0,150
		– горючего	0,038-0,090
9	Соотношение объемных расходов компонентов топлива	1	

ПНА включает в себя гидравлические насосы окислителя 6(1) и 6(2) и горючего 7(1) и 7(2) объемного типа и объемные пневмоприводы 8(1) и 8(2), работающие на редуцированном гелии высокого давления от пневмоблока. ПНА содержит два насосных блока 1(1) и 1(2) с насосами, циклический режим работы каждого из блоков обеспечивается газовыми пневмораспределителями 10(1) и 10(2), взаимодействующими с концевыми клапанами 9(1), 9(4) нажимного действия, которые размещаются в полостях пневмопривода.

Принцип работы данного ПНА следующий. В исходном положении под действием входного давления гидравлических насосов «О» и «Г» пневмопоршни находятся на упорах в днища полостей В и Г. После подачи давления гелия на входы в пневмораспределители газ поступает в полости В и Г пневмоцилиндров и концевые клапаны 9(2) и 9(4). Пневмопоршни насосных блоков перемещаются вниз, воздействуют на сиффоны гидравлических насосов и осуществляют совместное питание потребителя компонентами топлива. Штоки концевых клапанов 9(2) и 9(3) выступают над днищами пневмоцилиндров на величину h , шток клапана 9(4) на величину $2h$, а клапана 9(1) – на величину $4h$.

Поэтому первым будет нажат концевой клапан 9(1), управляющая полость Б сообщится с окружающей средой, но ничего не произойдет, так как в ней не было управляющего давления и пневмораспределитель находится в открытом состоянии. Затем пневмопоршень нажимает на концевой клапан 9(4), в управляющую полость Б подается давление, пневмораспределитель 10(2) срабатывает и прекращается подача гелия в полость Г пневмопривода 9(2) и сообщает ее с окружающей средой. Начинается заправка насосного блока 1(2). После нажатия пневмопоршнем насосного блока 1(1) на концевой клапан 9(2) происходит подача давления в управляющую полость А пневмораспределителя 10(1). Пневмораспределитель срабатывает и прекращается подача гелия в полость В пневмопривода 8(1) и сообщает ее с окружающей средой. Начинается заправка насосного блока 1(1). При достижении пневмопоршнем концевой клапана 9(3) происходит сброс давления из управляющей полости А пневмораспределителя 9(1). Пневмораспределитель срабатывает и гелий поступает в полость В пневмопривода 8(1). Завершилась фаза запуска. Обратные клапаны 11(1) и 11(2) предотвращают сброс давления в управляющих полостях А и Б пневмораспределителей 10(1) и 10(2) в моменты сброса давления из полостей В и Г пневмоприводов 8(1) и 8(2). Далее схема работает в циклическом режиме:

- нажатие на концевой клапан 9(1) – открытие пневмораспределителя 10(2), вытеснение компонентов топлива из насосного блока 1(2);
- нажатие на концевой клапан 9(2) – закрытие пневмораспределителя 10(1), заправка насосного блока 1(1);
- нажатие на концевой клапан 9(3) – открытие пневмораспределителя 10(1), вытеснение компонентов топлива из насосного блока 1(1);
- нажатие на концевой клапан 9(4) – закрытие пневмораспределителя 10(2), заправка насосного блока 1(2);
- ожидание нажатия концевой клапана 9(1). Цикл замкнулся.

2. Постановка задачи данного исследования

Для обеспечения требуемого ресурса работы ПНА необходимо максимальное число срабатываний сильфонных элементов с сохранением полной герметичности как при работе ПНА, так и во время перерывов.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Для определения диаметров сильфонов, расхода компонента вытесняемого за один такт, а также частоты работы насоса необходимо составить уравнение баланса сил и методом конечных приближений достичь удовлетво-

ряющих результатов.

Расчетная схема для составления уравнений баланса сил приведена на рис. 3.

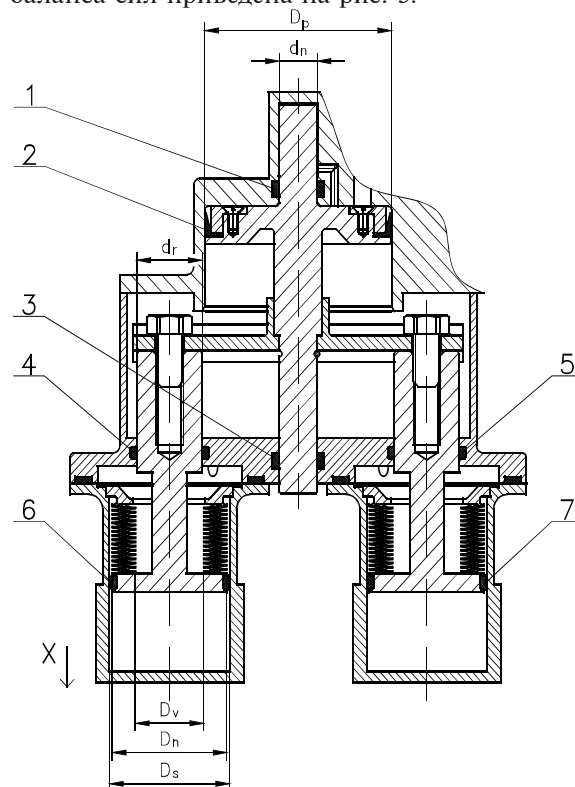


Рис. 3. Расчетная схема насосного блока:
1, 3, 6, 7 – направляющее кольцо; 2 – манжета;
4, 5 – резиновое кольцо

При расчете балансов сил насосного блока были приняты следующие допущения:

- при определении расходов компонентов топлива и давлений на выходе из насосных блоков, гидравлическое сопротивление трактов двигателя от выходов из насоса до огневого пространства камеры двигателя заменены простыми жиклерами эквивалентного сопротивления;
- при изменении расходов компонентов топлива на выходе давления газа и компонентов топлива на входе приняты постоянными;
- жесткости и диаметры сильфонов насосных блоков окислителя и горючего одинаковы;
- в расчетах принято давление окружающей среды $P_a = 0$.

Уравнение баланса сил поршней с учетом сил трения и жесткости сильфона:

$$\begin{aligned} & (P_{\text{gas}} - \Delta P_{\text{p}}^{\text{gas}}) \cdot S_{\text{p}} - \\ & - \left(P_{\text{out}_i}^{\text{Ox}} + \Delta P_{\text{out}_i}^{\text{Ox}} + P_{\text{out}_i}^{\text{Fu}} + \Delta P_{\text{out}_i}^{\text{Fu}} \right) \times, \quad (1) \\ & \times S_{\text{ef}} + 2 \cdot P_{\text{gas}} \cdot (S_{\text{ef}} - S_{\text{r}}) - F_{\text{fr}} + 2 \cdot F_{\text{z}_s} = 0 \end{aligned}$$

где P_{gas} – давление газа на входе в ПНА;
 ΔP_p^{gas} – гидравлическое сопротивление
 газового тракта;

$P_{\text{out}_i}^{\text{Ox}}$ – давление на выходе из насо-
 сного блока окислителя;

$P_{\text{out}_i}^{\text{Fu}}$ – давление на выходе из насо-
 сного блока горючего;

$\Delta P_{\text{out}_i}^{\text{Ox}}$ – гидросопротивление тракта
 насоса окислителя;

$\Delta P_{\text{out}_i}^{\text{Fu}}$ – гидросопротивление тракта
 насоса горючего при изменении расхода;

$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot D_p^2$ – площадь газового порш-
 ня;

$S_{\text{ef}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D_n + D_v}{2} \right)^2$ – эффективная
 площадь сиффона;

$S_r = \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2$ – площадь разгрузочного
 штока.

Усилие поджатия сиффона от хода опреде-
 ляется по формуле:

$$F_{z_s} = F_{s_f} - z_s \cdot x \quad (2)$$

где F_{s_f} – усилие сжатия сиффона;
 z_s – жесткость сиффона [4];
 x – величина деформации сиффона.

Сила трения манжеты рассчитывают по
 формуле [5]:

$$Q_{\text{fluo}} = \pi \cdot D_p \cdot l_p \cdot (P_{\text{gas}} - \Delta P_p^{\text{gas}} + q_{\text{fluo}}) \cdot f_{\text{fluo}}, \quad (3)$$

Сила трения в направляющих кольцах опре-
 деляется по формуле:

$$Q_{\text{fluo}_n} = \pi \cdot D_p \cdot l_{p_n} \cdot q_{\text{fluo}} \cdot f_{\text{fluo}} \cdot n, \quad (4)$$

где D_p – диаметр уплотняемой поверхно-
 сти;

l_p – ширина рабочей части манжеты;
 l_{p_n} – ширина рабочей части направ-
 ляющего кольца;

P – давление в полости;

q_{fluo} – контактное давление, возни-
 кающее от деформации усов манжеты при ее
 монтаже;

f_{fluo} – коэффициент трения.

Сила трения резинового кольца определяется
 по формуле:

$$F_{\text{fr}}^i = F_{\text{fr1}}^i + F_{\text{fr2}}^i, \quad (5)$$

где $F_{\text{fr1}}^i = \pi \cdot d \cdot Q_1$ – сила трения кольца,
 определяющаяся относительным сжатием;

$F_{\text{fr2}}^i = \frac{\pi \cdot Q_h}{4} \cdot (D^2 - d^2)$ – сила трения от
 нагружения кольца давлением;

d – внутренний диаметр кольца;

D – наружный диаметр кольца;

Q_1 – коэффициент, зависящий от мон-
 тажного натяга и твердости резины;

Q_h – коэффициент, зависящий от дав-
 ления в полости.

Суммарная сила трения в подвижных эле-
 ментах насосного блока:

$$F_{\text{fr}} = Q_{\text{fluo}} + Q_{\text{fluo}_n} + F_{\text{fr}}^i, \quad (6)$$

Расход, обеспечиваемый сиффоном, рас-
 считывается по формуле:

$$m_{\Gamma, O} = \rho_{\Gamma, O} \cdot S_{\text{ef}} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (7)$$

где $\frac{dx}{dt}$ – скорость перемещения диска сиф-
 фона;

$\rho_{\Gamma, O}$ – плотность компонента.

Изучив существующие типы сиффонов, за
 прототип был выбран сиффон, обеспечиваю-
 щий наши требования (габаритные размеры,
 жесткость и циклопрочность) – сиффон сталь-
 ной пластинчатый [3], [6], [7].

После проведения предварительных расчетов
 и определения конструкции ПНА были опреде-
 лены основные габаритные размеры элементов
 ПНА, которые приведены в таблице 2.

Таблица 2
 Габаритные размеры элементов ПНА

№	Параметр	Силь- фон №1	Силь- фон №2	Силь- фон №3
1	Эффективная площадь сиффона, см ²	4,51	5,58	10,18
2	Площадь газового поршня, см ²	21,23	25,52	51,53
3	Величина деформации сиффона, мм	18	18	10
4	Частота срабатывания каждого насосного блока, Гц	6,5	5,15	5,15

Для изготовления мембран сиффонов ис-
 пользованы следующие стали и типы сварки:
 сиффон №1 – иностранного производства
 выполнен из стали 06X18H10T, тип свар-

ки – лазерная [8]; сиффон №2 – производства ГП «КБ «Южное» выполнен из стали 12Х18Н10Т, тип сварки – микроплазменная; сиффон №3 – производства ГП «КБ «Южное» выполнен из стали 06Х18Н10Т, тип сварки – микроплазменная.

Данные стали обладают хорошей прочностью и достаточной пластичностью, а также коррозионностойкие в агрессивной среде компонента.

Конструкция пластинчатых сиффонов приведена на рис. 4.

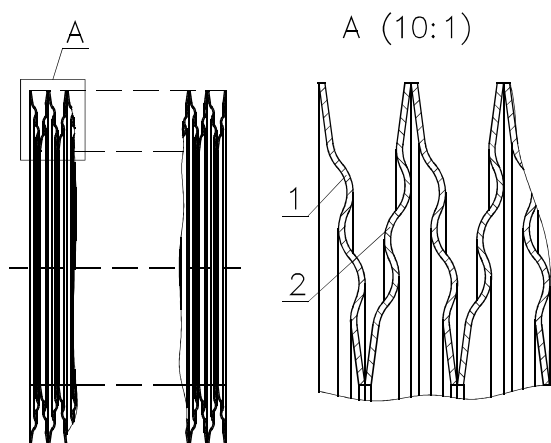


Рис. 4. Сиффон: 1, 2 – мембрана

Для данных сиффонов, используя математические зависимости и методики Андреевой Л.Е. [4] и методы программного расчета программы «ANSYS», был проведен прочностной расчет. Результаты расчетной и экспериментальной величины жесткости сиффонов занесены в таблицу 3.

Решение приведенной выше системы уравнений проводилось для одного режима работы, при номинальных расходах горючего $m_{г} = 90 \text{ г/с}$ и окислителя $m_{о} = 150 \text{ г/с}$, с учетом экспериментальной зависимости усилия поджатия сиффона от хода. На рис. 5 приведен рабочий процесс, полученный расчетным путем. Проведем анализ этого рабочего процесса.

Таблица 3

Жесткость сиффона

Сиффон	Жесткость, кгс/мм	
	Экспериментальная величина	Расчетная величина
№1, 28гофр	0,21...0,23	0,21...0,53
№2, 30гофр	0,35...0,36	0,277...0,529
№2, 25гофр	0,42...0,43	0,333...0,635
№3, 15гофр	0,75...0,76	0,597...0,895
№3, 20гофр	0,72...0,73	0,448...0,672

Как видно из рис. 5, основным фактором, оказывающим влияние на работу двигателя, является постепенное снижение величины расхода и давления в магистрали нагнетания. Это объясняется влиянием на выходные характеристики ПНА жесткости сиффона.

Расчетные величины снижения расхода окислителя и горючего для всех типоразмеров сиффонов колеблется от 1% до 3% и давления на выходе от 2,5% до 5% от номинальных величин и практически не сказываются на характеристиках ПНА. Однако стоит заметить, что по сравнению с поршневым ПНА для ДУ 802 [9], в котором провалы давления компонента на выходе составляли от 6% до 8%, сиффонный ПНА позволяет уменьшить величины провалов и их длительность примерно в 2 раза.

Основными трудностями обеспечения большого ресурса работы сиффонного ПНА

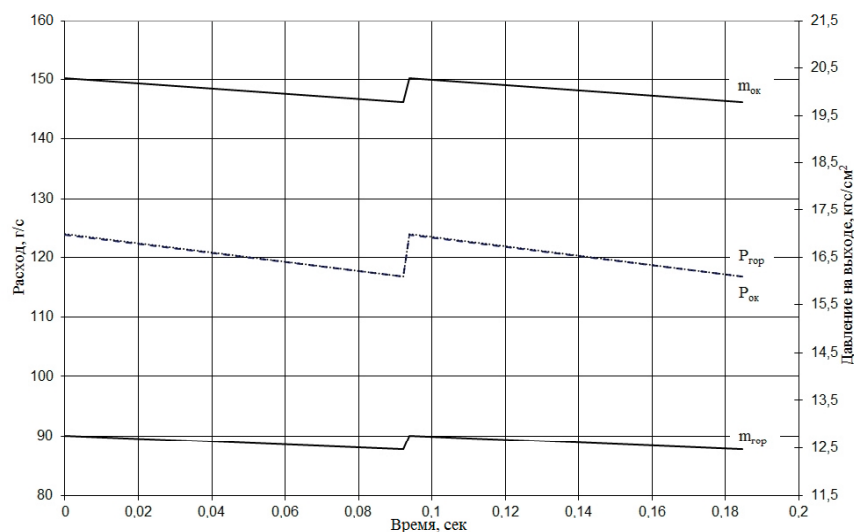


Рис. 5. Расчетный рабочий процесс сиффонного ПНА

являются следующие требования к подвижным уплотнительным элементам:

- обеспечение герметичности с учетом условий работы ПНА;
- минимальная жесткость сильфонных элементов;
- высокая циклопрочность мембран;
- минимальные габаритные размеры;
- длительная стойкость в агрессивных компонентах топлива.

Экспериментальная отработка сильфонов в составе ПНА не рациональна, поэтому для определения ресурсных характеристик сильфонов был изготовлен имитатор, в котором условия работы сильфонов максимально приближены к эксплуатационным. Однако рабочим телом гидравлического насоса была вода, а пневмопривод работал на воздухе вместо гелия. Приспособление для определения количества срабатываний сильфона приведено на рис. 6.

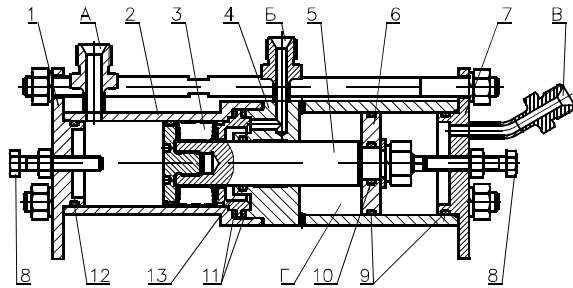


Рис. 6. Приспособление для ресурсных испытаний
1, 7 – крышка; 2, 4 – корпус; 3 – коробка сильфонная;
5 – шток; 6 – диск; 8 – винт настроечный;
9, 10, 11, 12, 13 – кольцо; А, Б, В, Г – полость

Была, расчетным путем, получена циклопрочность сильфонов.

В результате расчета с использованием методики программы «ANSYS» циклопрочность сильфона №2 с 25 гофрами – 27550 срабатываний; сильфона №2 с 30 гофрами – 31710 срабатываний.

Несмотря на столь многообещающие результаты расчетов, результаты экспериментальной отработки оказались не столь впечатляющими. Результаты ресурсных испытаний приведены в таблице 4.

При частоте срабатывания (5,156,5) Гц и ходе сильфонной коробки (1018) мм циклопрочность сильфона значительно уменьшилась. Предположительно, это происходило из-за довольно высокой частоты работы. Также при сварке, в околошовных зонах при температурах ~650 °С, возможно образование карбидных зерен толщиной до 0,1 мм, о чем свидетельствует характер разрушения сильфона, приведенный на рис. 7.

Таблица 4

Результаты ресурсных испытаний

Сильфон	Ход одной мембраны, мм	Максимальное количество срабатываний, шт.	Перепад на сильфоне, кгс/см ²
№1, 28гофр	0,32	720	2
№2, 30гофр	0,3	480	2
№2, 25гофр	0,36	270	10
№3, 15гофр	0,33	3800	10
№3, 20гофр	0,25	5200	2



Рис. 7. Сильфон после испытаний

Для увеличения циклопрочности ПНА была изготовлена фторопластовая, точенная сильфонная коробка с ходом 14,4 мм и эффективной площадью $S_{ef} = 6,84 \text{ см}^2$. На рис. 8 приведена конструкция фторопластовой сильфонной коробки.

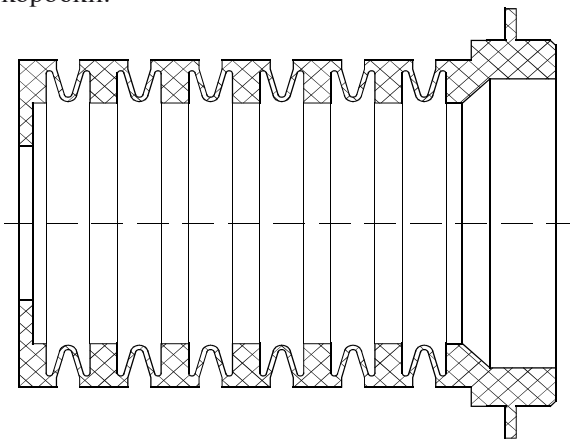


Рис. 8. Фторопластовая сильфонная коробка

Условия проведения ресурсных испытаний фторопластовых сильфонных коробок соответствовали условиям для сварных сильфонов, перепад на сильфоне для фторопластовой сильфонной коробки был равен 2 кгс/см².

Оценка величин жесткости и циклопрочности фторопластовой сильфонной коробки

не проводилась из-за отсутствия методик. Экспериментальная величина жесткости сальфона составила $\sim 0,02$ кгс/мм, а экспериментальная величина циклопрочности - ~ 55000 срабатываний, после чего эксперимент был остановлен. Негерметичности после проведения испытания обнаружено не было.

Выводы

В результате проведенных исследований получены расчетные и экспериментальные величины жесткости сальфонов. Определен ресурс работы сальфонов при повышенных частотах работы и высоких ходах мембран. Выбран размер сальфона, обеспечивающий приемлемые габаритно-массовые характеристики ПНА. Разработан и отработан новый тип сальфона. Ведутся работы по увеличению перепада на фторопластовой сальфонной корбке до 10 кгс/см².

Литература

1. Двухкомпонентная жидкостная двигательная установка космического аппарата с пневмонасосной системой подачи [Текст] / В. Н. Шнякин, В. А. Шульга, В. И. Конох [и др.] // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 9 (76). – С.159-163.
2. Разработка уплотнительных элементов для обеспечения ресурсных характеристик пневмонасосного агрегата [Текст] / В. И. Конох, И. И. Калиниченко, И. Н. Гордиец [и др.]

// *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 7 (124). – С.131-136.

3. Басыров В. С. Пластинчатые сальфоны - новое слово в уплотнительной технике [Текст] / В. С. Басыров // *Арматуростроение*. – 2014. - №1 (88). – С.51-52.
4. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов [Текст] / Л. Е. Андреева. - М. : Машгиз, 1962. – 456 с.
5. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода [Текст] : справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К. : Техніка, 1977. – 320 с.
6. Каталог сальфонной продукции [Текст]: каталог / Саранский приборостроительный завод – Саранск : АО СПЗ, 2015. – 31 с.
7. IWAKI [Электронный ресурс] / IWAKI Co., Ltd // Режим доступа: www.iwakiumps.jp/en/products - 2014.
8. Circular bellows [Электронный ресурс] / Space solutions Co., Ltd // Режим доступа : www.spacesolutions.co.kr/html/location.php?depth=product/product&seq_pc1=6 – 2014.
9. Особенности математического моделирования рабочих процессов в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом [Текст] / В. И. Конох, И. И. Калиниченко, И. Н. Гордиец [и др.] // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. - № 9 (96). – С. 163-168.

Поступила в редакцию 12.05.2016

В.І. Конох, І.І. Калініченко, І.М. Гордієць, А.В. Шпак. Дослідження ресурсних характеристик сальфонного пневмонасосного агрегату

Розглянуто новий варіант пневмонасосного агрегату з безвитічним ущільнюючим елементом - сальфоном для системи подачі палива орбітальної ДУ, яка працює на компонентах палива АТ і ММГ (НДМГ) та складається з маршового двигуна тягою 40 кгс та рульових двигунів малої тяги та часом існування на орбіті більш 5 років. Діапазон змінення сумарних витрат компонентів палива складає 100...240 г/с. Визначені основні геометричні характеристики пневмонасосного агрегату та жорсткості сальфонів. Подані результати ресурсних випробувань розроблених сальфонів з нержавіючої сталі та фторопласту.

Ключові слова: *двигунна установка, пневмонасосна система постачання, пневмонасос, сальфон.*

V.I. Konokh, I.I. Kalinichenko, I.N. Gordiets, A.V. Shpak. Bellows-type pneumo-pump unit service life characteristics research

New alternative design of pneumo-pump unit with absolute pressure-tight sealing element is presented – bellows for fuel supply system of 5-years orbital lifetime LRE, which operates with NTO and UDMH propellants and consists of cruise engine having 40 kgf thrust and low-thrust control engines. Total fuel consumption range is from 100 to 240 g/s. Main geometric characteristics of pneumo-pump unit as well as the bellows stiffness are defined. The results of service life test of developed bellows made of stainless steels and fluoroplastic were presented.

Key words: *propulsion system, pneumo-pump feed system, pneumo-pump unit, bellows.*