

УДК 621.454.2.04

В. И. КОНОХ, И. И. КАЛИНИЧЕНКО, И. Н. ГОРДИЕЦ, А. В. ШПАК*Государственное предприятие “Конструкторское бюро “Южное” им. М. К. Янгеля”*

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДВУХКОМПОНЕНТНОГО ПНЕВМОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Разработан и испытан поршневой пневмонасосный агрегат (ПНА) двухстороннего действия для системы подачи топлива космического аппарата, работающий на компонентах топлива АТ и ММГ (НДМГ). Диапазон изменения суммарных расходов компонентов топлива определяется режимами работы маршевого двигателя и рулевых двигателей малой тяги и составляет 100...240 г/с. Оптимизирована величина выступления концевых клапанов пневмонасосного агрегата. Определены границы его работоспособности при снижении давления компонентов топлива в баках космического аппарата и при снижении рабочего газа на входах в пневмонасосный агрегат.

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

Введение

В настоящее время в жидкостных двигательных установках космических аппаратов широко применяется вытеснительная система подачи топлива. Она является наиболее простой и надежной, но обладает двумя принципиальными недостатками – топливные баки работают при относительно высоких давлениях (обычно от 15 до 20 кгс/см²) и ЖРД имеет значительный разброс 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 вес 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 их по массовому совершенству.

1. Обзор публикаций и выделение нерешённых 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 может состоять 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. 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 2014-2016 гг были проведены ресурсные испытания уплотнительных элементов поршневого [2] и сильфонного [3] ПНА. Недостатками контактных уплотнений возвратно поступательных пар являются износ и возможная потеря герметичности. В то же время разработанный пластинчатый сварной сильфон не обеспечивает необходимый ресурс работы. Фторопластовая сильфонная коробка, удовлетворяющая требования по ресурсу и герметичности,

не работоспособна при необходимом перепаде давления 10 кгс/см^2 . Перепад давлений на гофрах фторопластовой сильфонной коробки был равен 2 кгс/см^2 вместо требуемого 10 кгс/см^2 . Для выполнения поставленной задачи был разработан поршневой ПНА двухстороннего действия.

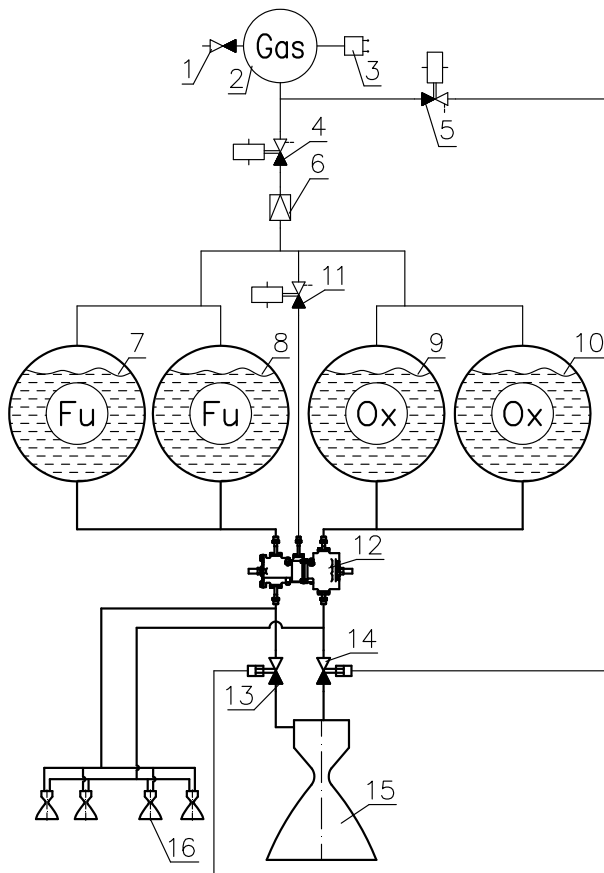


Рис. 1. ЖДУ с пневмонасосной системой подачи компонентов топлива:

- 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

Пневмогидравлическая схема разработанного ПНА представлена на рис. 2. По принципу действия ПНА относится к объемным насосам.

Конструктивно ПНА состоит из двух насосных блоков 1(1) и 1(2), составляющими элементами которых являются пневмоприводы 8, работающие на редуцированном гелии высокого давления. К каждому пневмоприводу жестко прикреплены гидравлические насосы окислителя 6 и горючего 7; циклический режим работы каждого из насосных блоков обеспечивается газовыми пневмораспределителями 10, взаимодействующими с концевыми клапанами

9 нажимного действия, которые размещались в газовых полостях пневмопривода.

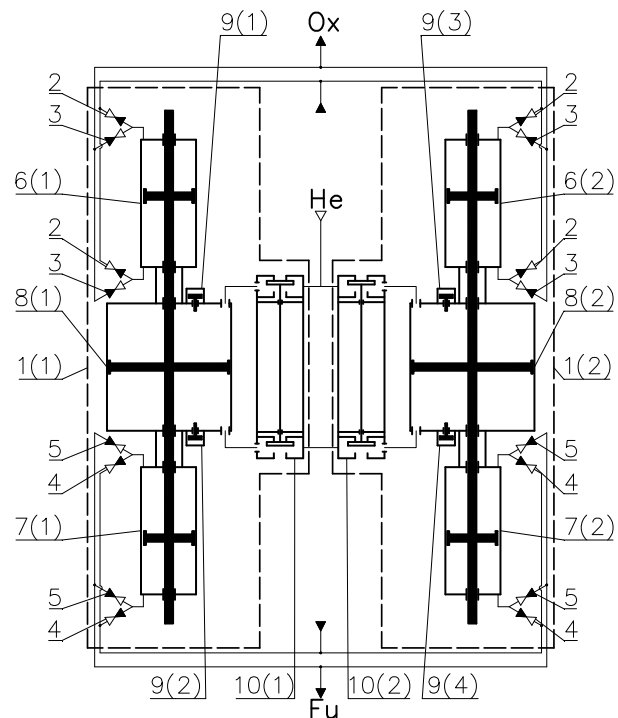


Рис. 2. Принципиальная схема поршневого ПНА двухстороннего действия:

- 1(1), 1(2) – насосный блок;
2 – обратный клапан по линии входа «Ox»;
3 – обратный клапан по линии выхода «Ox»;
4 – обратный клапан по линии входа «Fu»;
5 – обратный клапан по линии выхода «Fu»;
6(1), 6(2) – гидравлический насос «Ox»;
7(1), 7(2) – гидравлический насос «Fu»;
8(1), 8(2) – пневмопривод;
9(1)...9(4) – концевой клапан;
10(1), 10(2) – пневмораспределитель

Работает ПНА следующим образом. В любой момент поршни пневмоприводов с насосами окислителя «Ox» и горючего «Fu» могут занимать произвольное положение относительно концевых клапанов. На запуск ПНА это начальное положение влияния не оказывает. Штоки всех концевых клапанов имеют одинаковое выступание относительно днища. Полости гидравлических насосов 6(1), 6(2) заполнены окислителем, полости 7(1), 7(2) – горючим.

После подачи давления гелия, в газовый тракт ПНА, начинают двигаться поршни насосов. Каждый из поршней, контактируя в конце хода с концевым клапаном, подаёт управляющее давление газа на реверс соседнего насоса, образуя таким образом замкнутый цикл работы. Для обеспечения одностороннего движения компонентов топлива по тракту насоса установлены входные 2 и 4 и выходные 3 и 5 обратные клапаны.

Применение схемы со сдвоенными насосами позволяет минимизировать провалы давления на выходе из насоса в момент реверсирования поршней насосных блоков.

Выступление штоков концевых клапанов 9(1)...9(4) определяли из условия, чтобы от момента нажатия пневмопоршнем на шток концевого клапана до момента достижения днища полости пневмопривода, пневмораспределитель смежного насосного блока успел сработать (изменить свое положение) и сбросить давление из полости смежного пневмопривода.

Основные требования, предъявляемые к разработанному ПНА, приведены в таблице 1.

Таблица 1
Характеристики ПНА при работе в составе орбитальной ЖДУ

№	Характеристики	Значение
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 – при работе маршевого двигателя	273-323 323-373
6	Номинальное абсолютное давление топлива на входе, кгс/см ² : – по линии окислителя – по линии горючего	7 7
7	Номинальное абсолютное давление топлива на выходе из ПНА, кгс/см ² : – по линии окислителя – по линии горючего	17 17
8	Расходы компонентов топлива, г/с – окислителя – горючего	62-150 38-90
9	Соотношение объёмных расходов компонентов топлива	1

2. Постановка задачи данного исследования

Для определения оптимальных параметров и границ работоспособности двухкомпонентного ПНА необходимо провести ряд испытаний на функционирование для различных режимов работы и при различных величинах выступления концевого клапана.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

После проведения предварительных расчетов и определения конструкции ПНА были определены

основные габаритные размеры элементов ПНА [3], приведенные в таблице 2.

Таблица 2
Габаритные размеры элементов ПНА

№	Характеристики	Значение
1	Площадь гидравлических поршней, см ²	7,26
2	Площадь пневматического поршня, см ²	22,97
3	Ход блока поршней, мм	30
4	Частота срабатывания, Гц	2-4,7

Для проведения испытаний были изготовлены опытные образцы поршневого ПНА двухстороннего действия. Испытания ПНА на функционирование проводили на гидравлическом стенде с вытеснительной системой подачи согласно схеме, представленной на рис. 3.

Перед испытаниями ёмкость 11 заправляли водой от стендовых баллонов и в процессе испытаний постоянно подпитывали водой. С помощью вентиля 7(2) настраивали объем воздушной подушки в емкости 11 для демпфирования колебаний давления на входе в ПНА. Гидравлические тракты «Ох» (между клапанами 9(2) и 9(4)), а также «Fu» (между клапанами 9(1) и 9(3)) вакуумировали с помощью вакуумного насоса 14 с остаточным давлением не более 0,1 кгс/см². Контроль давления осуществляли по вакуумметру 13. Затем вентили 7(4) и 7(5) закрывали, а клапаны 9(3) и 9(4) открывали. Тракты «Ох» и «Fu» заправляли водой. После заправки стендовых трубопроводов и внутренних полостей ПНА водой стендовые вытеснительные баллоны наддували сжатым воздухом давлением $(7 \pm 0,5)$ кгс/см², которое поддерживали в автоматическом режиме в процессе испытаний.

Сжатый воздух давлением 50 кгс/см² подавали от стенда через открытый вентиль 7(3), шаробаллон 8 в этом случае использовали в качестве ресивера (вентиль 7(1) открыт). При испытаниях на гелии и при определении КПД питание ПНА осуществляли автономно от шаробаллона 8 (вентиль 7(3) при этом был закрыт). Клапан редукционный 4 был настроен на давление $P_{in_air} = (7 \pm 0,1)$ кгс/см².

Расход воды через ПНА по трактам «Ох» и «Fu» обеспечивали сменными жиклёрами 10(1) и 10(2). Каждый жиклёр автономно проливался на гидравлическом стенде из условия обеспечения максимального и минимального расходов через ПНА. Согласно ТЗ максимальный суммарный расход компонентов топлива составляет $\dot{m}_{max} = 240$ г/с, что соответствует массовому расходу воды $\dot{m}_{огmax} = 103 \frac{г}{с}$ по каждому из трак-

тов, а минимальный суммарный расход компонентов топлива – $\dot{m}_{\min} = 100 \text{ г/с}$, что соответствует массовому расходу воды $\dot{m}_{\text{ор}\min} = 43 \text{ г/с}$ по каждому из трактов.

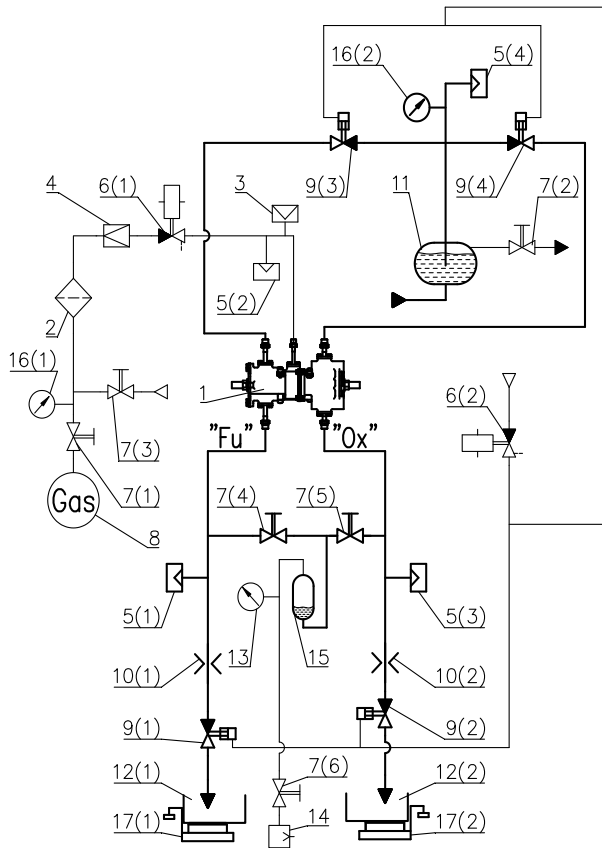


Рис. 3. Схема испытаний ПНА на гидравлическом стенде:

- 1 – ПНА; 2 – фильтр с ячейкой 20 мкм;
- 3 – преобразователь первичный температуры;
- 4 – клапан редукционный; 5(1)...5(4) – преобразователь первичный давления, кл. 1.0;
- 6(1), 6(2) - ЭПК; 7(1)...7(6) – вентиль;
- 8 – шаробаллон 6 л; 9(1)...9(4) – пневмоуправляемый клапан; 10(1), 10(2) – жиклёр; 11 – ёмкость;
- 12(1), 12(2) - мерная ёмкость; 13 – вакуумметр;
- 14 – вакуум-насос; 15 – разделительная ёмкость;
- 16(1), 16(2) – манометр; 17(1), 17(2) – весы

Запуск ПНА осуществляли одновременным включением ЭПК 6(1) и 6(2), которые открывали клапаны 9(1)...9(4). После завершения испытаний ЭПК одновременно выключали и проводили взвешивание перекачанной ПНА воды в мерные ёмкости 12(1) и 12(2). В процессе испытаний проводили регистрацию следующих параметров:

- давление воздуха на входе в ПНА, $P_{\text{in_air}}$, кгс/см²;

- температура воздуха на входе в ПНА, $T_{\text{in_air}}$, К;
- давление воды на входе в ПНА, P_{in} , кгс/см²;
- давление воды на выходе из ПНА по тракту «Ox», $P_{\text{out}}^{\text{Ox}}$, кгс/см²;
- давление воды на выходе из ПНА по тракту «Fu», $P_{\text{out}}^{\text{Fu}}$, кгс/см²;
- ход пневмопривода, мм.

Полученные в результате автономной проливки жиклёров значения давлений на входе в них были использованы для определения среднеинтегрального давления на выходе из ПНА.

Среднеинтегральные давления на выходах из насосов, для минимальных и максимальных расходов через ПНА, рассчитывали по формуле:

$$\tilde{P}_{\text{out}} = P_{\text{or}} \cdot \left(\frac{M}{\tau_{\Sigma} \cdot \dot{m}_{\text{or}}} \right)^2, \quad (1)$$

где P_{or} - давление перед жиклёром, кгс/см²;

M – масса перекачанной по трактам «Ox» или «Fu» воды за время испытания, г;

τ_{Σ} – продолжительность испытания, с.

Исследование расходно-напорных характеристик заключалось в определении зависимости массы перекачанной за время испытания воды и давлений на выходах из ПНА по трактам «Ox» и «Fu» от давлений воды и газа на входе. Важным параметром, характеризующим работу ПНА, является коэффициент объёмного соотношения расходов. Его постоянство свидетельствует о герметичности уплотнений гидронасосов и обратных клапанов. Коэффициент объёмного соотношения расходов определялся по формуле:

$$K_V = \frac{M_{\text{Ox}}}{M_{\text{Fu}}}, \quad (2)$$

где M_{Ox} – масса перекачанной по тракту «Ox» воды за время испытания, кг;

M_{Fu} – масса перекачанной по тракту «Fu» воды за время испытания, кг.

Типичный характер изменения параметров при испытаниях ПНА на воздухе представлен на рис. 4.

Типичный характер изменения параметров при испытаниях ПНА на гелии представлен на рис. 5.

Как видно из графиков, представленных на рис. 4, давления на выходе из ПНА в момент переключения пневмораспределителя падали: по тракту

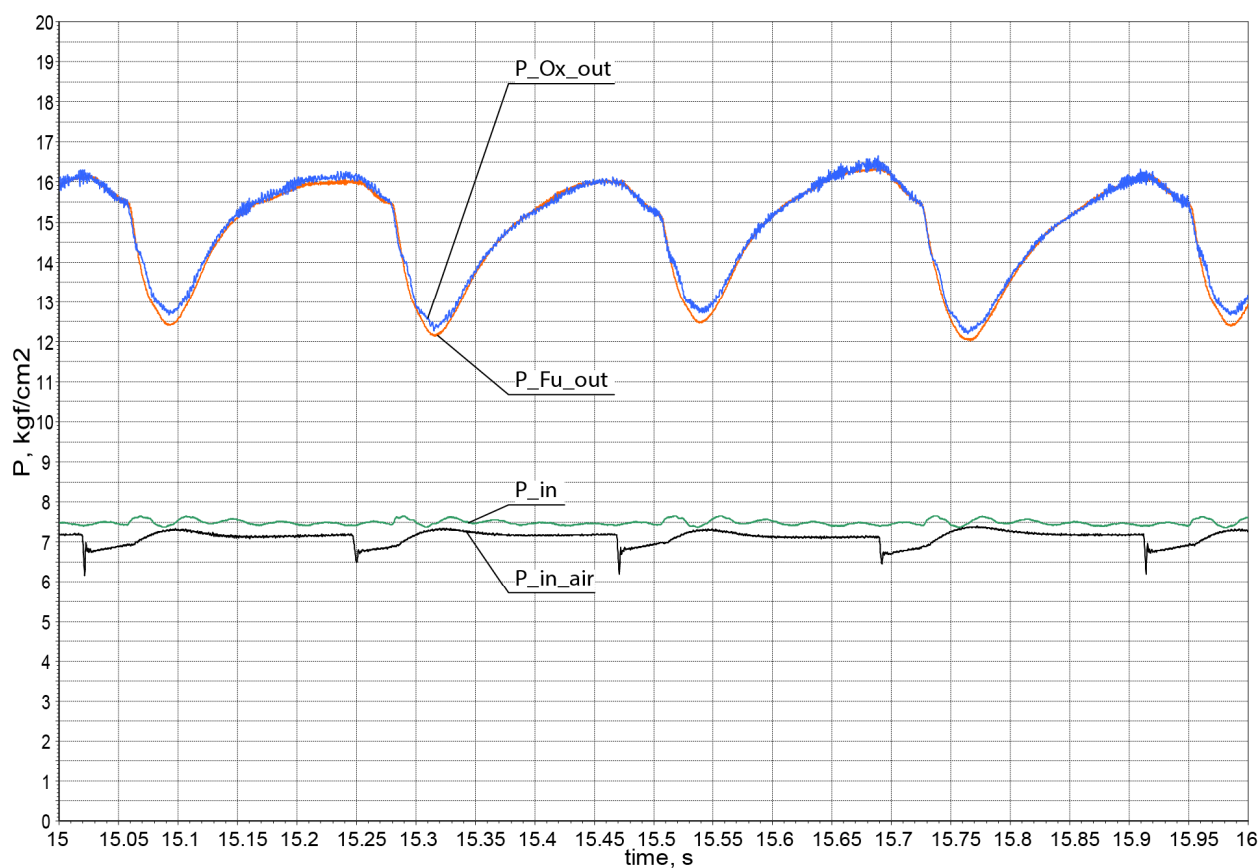


Рис. 4. Характер изменения параметров ПНА при работе на воздухе

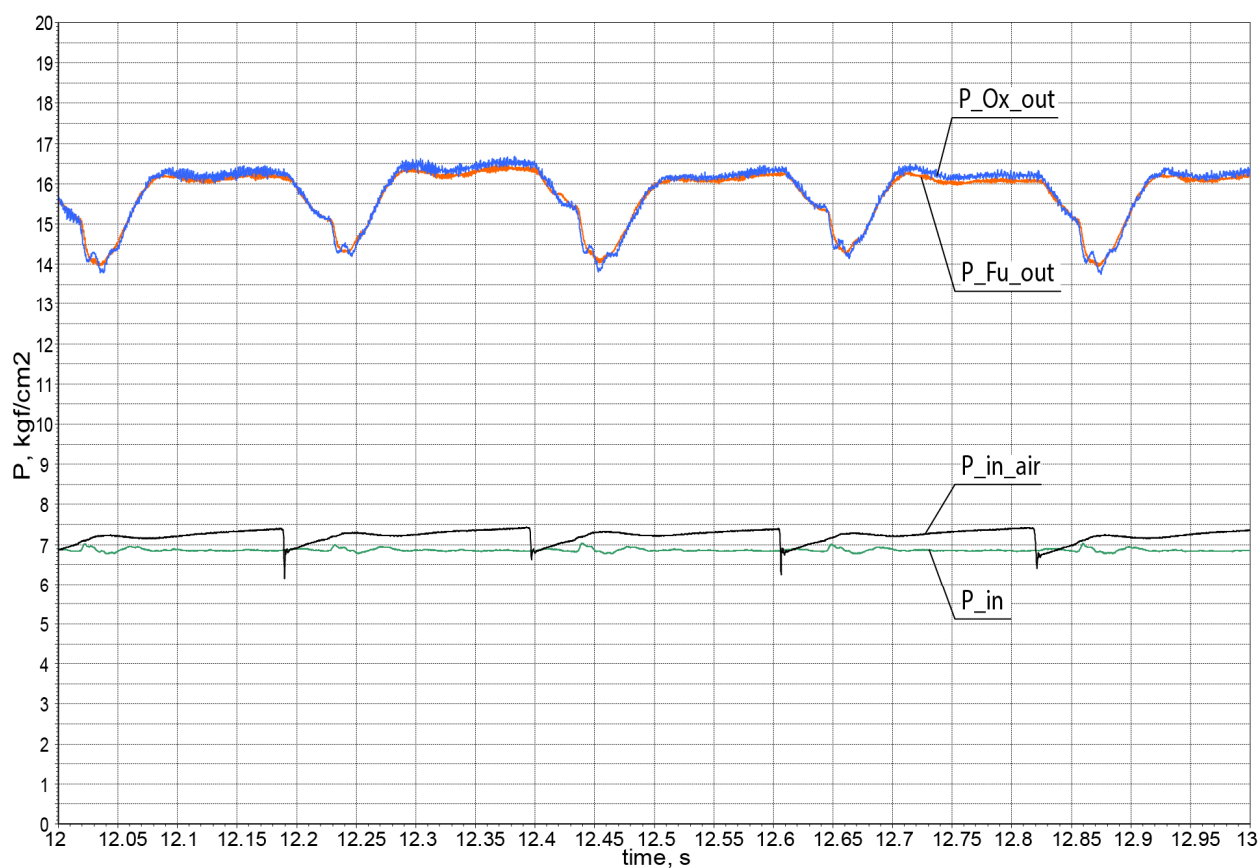


Рис. 5. Характер изменения параметров ПНА при работе на гелии

«Ох» на $4,2...4,25 \text{ кгс/см}^2$ (25,6...26,5 %), а по тракту «Fu» – на $4,2...4,26 \text{ кгс/см}^2$ (26...26,3 %). Давление за редуктором в это время снижалось на $1,05 \text{ кгс/см}^2$ (14,6 %). Продолжительность провала давления составила – $0,137...0,140 \text{ с}$.

Основными факторами, определяющими величину и длительность провала давления воды на выходе из ПНА, являются: инерционность клапана редукционного, присоединение дополнительных паразитных объёмов пневмопривода, непроизводительные выбросы газа в дренаж в момент срабатывания пневмораспределителя (дренажное седло ещё не закрыто, а седло подачи уже открыто) и начало движения пневмопоршня смежного насосного блока при недостаточно опорожненной пневмополости. Клапан редукционный, использованный при испытаниях на функционирование, обладал высоким быстродействием и существенного влияния на провалы давления оказать не мог. Уменьшение паразитных объёмов приводит к снижению глубины провалов давления, но требует оптимизации конструкции с точки зрения разумного сочетания проходных сечений подводящих и управляющих каналов и путевых потерь давления. Непроизводительные выбросы газа в дренаж в момент срабатывания пневмораспределителя можно снизить за счёт уменьшения хода затворов. Но уменьшение хода затворов повлечёт за собой увеличение диаметров сёдел и, как следствие, увеличение паразитных объёмов. Поэтому эту задачу необходимо решать комплексно. Уровень остаточного давления в опорожняющейся пневмополости определяется выступанием штока концевого клапана относительно днища пневмоцилиндра.

Как видно из графиков, представленных на рис 5, давления на выходе из ПНА в момент переключения пневмораспределителя падало: по тракту «Ох» на $2,44...2,82 \text{ кгс/см}^2$ (15,1...16,5 %), а по тракту «Fu» – на $2,13...2,3 \text{ кгс/см}^2$ (13,3...13,7 %). Давление за редуктором в это время снижалось на $1,13...1,16 \text{ кгс/см}^2$ (15,3...15,7 %). Продолжительность провала давления составила – $0,087...0,09 \text{ с}$.

Таким образом, уменьшение глубины и длительности провалов давления на выходе из ПНА по трактам «Ох» и «Fu», связанные с заменой рабочего тела пневмопривода с воздуха на гелий составило: на 10...13 % по глубине и 37...40 % по длительности. Это связано с характеристиками газов, из-за которых динамические процессы опорожнения и заполнения пневмополостей гелием, проходят быстрее чем воздухом.

Оптимальная величина выступания штока концевого клапана относительно днища пневмоцилиндра имеет большое значение, так как нажатие на концевой клапан формирует команду на переключение пневмораспределителя смежного насосного блока, а,

следовательно, и включение его в работу. Недостаточное выступание штока концевого клапана относительно днища пневмоцилиндра приводит к запаздыванию начала вытеснения компонентов топлива из смежного насоса. Длительное запаздывание может привести к провалу выходного давления до уровня входного, так как пневмопоршень вытесняющего насосного блока станет на упор в днище раньше, чем смежный насосный блок начнёт вытеснение компонентов топлива.

Для оптимизации величины выступания штока концевого клапана относительно днища пневмоцилиндра рассмотрим конструкцию концевого клапана (рис. 6).

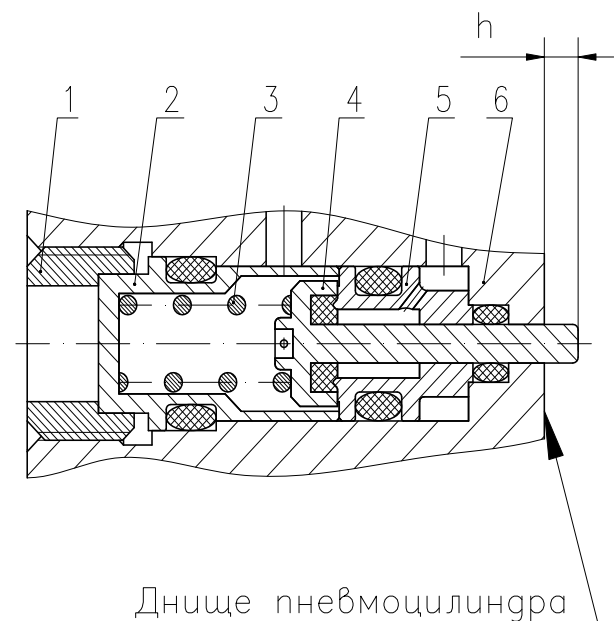


Рис. 6. Конструкция концевого клапана:

- 1 - гайка, 2 - стакан; 3 - пружина;
- 4 - клапан; 5 - седло; 6 - корпус;
- h - выступание концевого клапана

Величину выступания штоков концевых клапанов относительно днищ пневмоцилиндров необходимо рассчитывать для работы на максимальном расходе ($\dot{m}_{\max} = 240 \text{ г/с}$ ($\dot{m}_{\text{ог}\max} = 103 \text{ г/с}$)) и при работе на гелии.

Выступание штока концевого клапана рассчитывали таким образом, чтобы за промежуток времени от нажатия пневмопоршнем на концевой клапан и до его упора в днище пневмоцилиндра, пневмополость смежного насосного блока успела бы опорожниться до давления примерно равному давлению окружающей среды. Зная скорость перемещения пневмопоршня и объём пневмополости, величину выступания штока концевого клапана h рассчитывали по формуле:

$$h = W_p \cdot \tau_p, \quad (3)$$

где W_p – скорость движения пневмопоршня;

τ_p – время опорожнения пневмополости.

Скорость движения пневмопоршня W_p можно определить по формуле:

$$W_p = \frac{\dot{m}_{\max}}{f_g \cdot \rho_w}, \quad (4)$$

где f_g – площадь гидравлического поршня, $f_g = 7,2534 \text{ см}^2$;

ρ_w – плотность воды, 1 г/см^3

При определении времени опорожнения были сделаны следующие допущения:

– из-за очень быстрого опорожнения процессы протекают адиабатически;

– ввиду сложности конфигурации проточного тракта принимали площадь дренажного канала по минимальному геометрическому сечению.

Время опорожнения пневмополости τ_p определяли по формуле:

$$\tau_p = \frac{2 \cdot V_p \cdot \left(\left(\frac{P_{\text{abs0}}}{P_{\text{abs1}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} - 1 \right)}{\mu \cdot A_{\text{He}} \cdot f_s \cdot (k-1) \cdot \sqrt{R_{\text{He}} \cdot T_0}}, \quad (5)$$

где V_p – объём пневмополости, $V_p = 68,88 \text{ см}^3$;

P_{abs0} – абсолютное начальное давление в пневмополости, $P_{\text{abs0}} = 8 \text{ кгс/см}^2$;

P_{abs1} – абсолютное конечное давление в пневмополости, $P_{\text{abs1}} = 1 \text{ кгс/см}^2$;

μ – коэффициент расхода, $\mu \approx 0,8$;

A_{He} – газодинамический комплекс, для гелия $A_{\text{He}} = 0,7267$;

f_s – минимальная площадь дренажного канала, $f_s = 0,126 \text{ см}^2$;

k – показатель адиабаты, для гелия $k = 1,67$;

R_{He} – газовая постоянная, для гелия $R_{\text{He}} = 2078,5 \text{ Дж/(кг·К)}$;

T_0 – начальная температура гелия в пневмополости, К.

После подстановки значений в формулы (3) – (5), определяли предварительное значение выступления штока концевого клапана $h \approx 2,64 \text{ мм}$.

При испытаниях ПНА, в конструкции которого выступание штока концевого клапана составляло $\approx 2,6 \text{ мм}$, пневмопоршень вытесняющего насосного блока становился на упор в днище одновре-

менно или даже раньше на $0,0003 \text{ с}$, чем смежный насосный блок начинал движение (анализ производился по показаниям датчиков хода, рис. 7). При этом движение пневмопоршня начиналось при не опорожнившемся до конца пневмополости с противо-давлением $\approx 3,1 \text{ кгс/см}^2$, что приводило к снижению давления на выходе из ПНА. Таким образом, выступание штока концевого клапана в $\approx 2,6 \text{ мм}$ оказалось недостаточным. Для обеспечения остаточного давления в пневмополости смежного насосного блока на уровне $\approx 0,5 \text{ кгс/см}^2$, необходимо нажатие на концевой клапан осуществлять на $0,017 \text{ с}$ раньше. При пересчете величины выступления концевого клапана по формулам (3-5), с учетом полученного значения времени опорожнения пневмополости, получили значение дополнительного увеличения выступления концевого клапана на $\approx 2,4 \text{ мм}$. Таким образом, выступание концевого клапана относительно днища пневмоцилиндра должно быть не менее 5 мм . Однако в опытных образцах ПНА смогли увеличить выступание концевого клапана только до $4,6 \text{ мм}$ (рис. 8). Все дальнейшие испытания проводили с таким выступанием концевого клапана. Смежный насосный блок при этом начинал движение на $\approx 0,006 \text{ с}$ раньше, чем пневмопоршень вытесняющего насосного блока становился на упор в днище, противо-давление при этом составило $\approx 1,4 \text{ кгс/см}^2$.

Следует также отметить, что при увеличенном выступании концевого клапана снижались провалы давления по тракту «Ох» на $0,2 \dots 0,4 \text{ кгс/см}^2$ ($8,2 \dots 15,1\%$), а по тракту «Фу» – на $0,2 \dots 0,4 \text{ кгс/см}^2$ ($10,1 \dots 20,5\%$).

Для определения нижнего предела работоспособности ПНА при снижении давления на входе по жидкостным трактам, наддув стендовых вытеснительных баллонов, питающих водой ПНА, прекращали. ПНА работал на постоянно снижающемся давлении воды и был выключен при $P_{\text{in}} = 1 \text{ кгс/см}^2$, т.к. был обнаружен сбой цикличности работы. Характер поведения параметров представлен на рис. 9. Таким образом подтверждена работоспособность и характеристики ПНА при низких баковых давлениях.

Проводили также оценку работоспособности ПНА при снижении давления на входе по газовому тракту. Шаробаллон 8 (см. рис. 3) заправляли сжатым воздухом давлением 7 кгс/см^2 , затем клапан 7(3) закрывали. ПНА работал при постоянно снижающемся давлении в шаробаллоне и был выключен при $P_{\text{in, air}} = 5 \text{ кгс/см}^2$, т.к. был обнаружен сбой цикличности работы. Характер поведения параметров представлен на рис. 10.

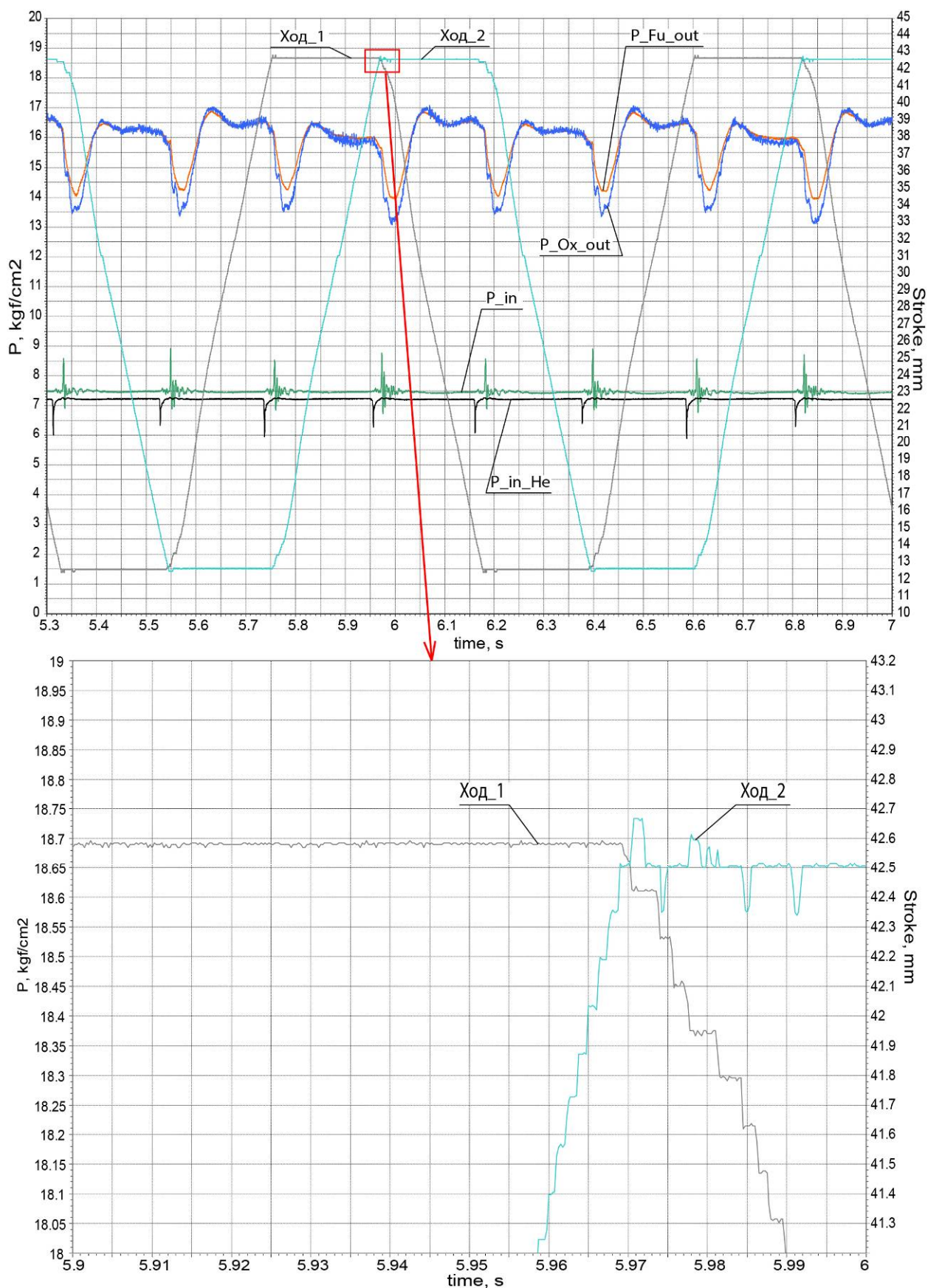


Рис. 7. Параметры ПНА с выступанием концевого клапана 2,6 мм

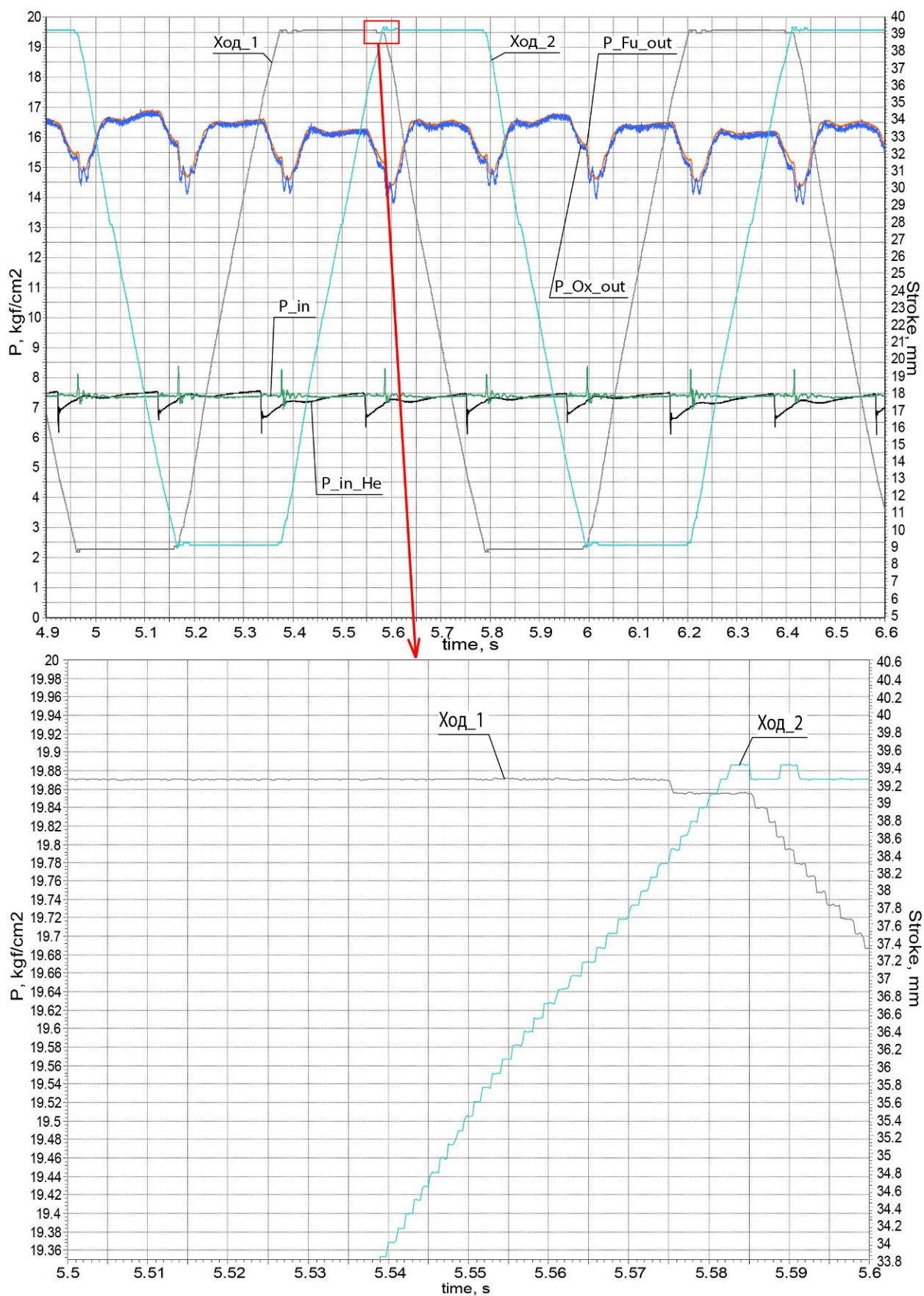


Рис. 8. Параметры ПНА с выступанием концевой клапана 4,6 мм

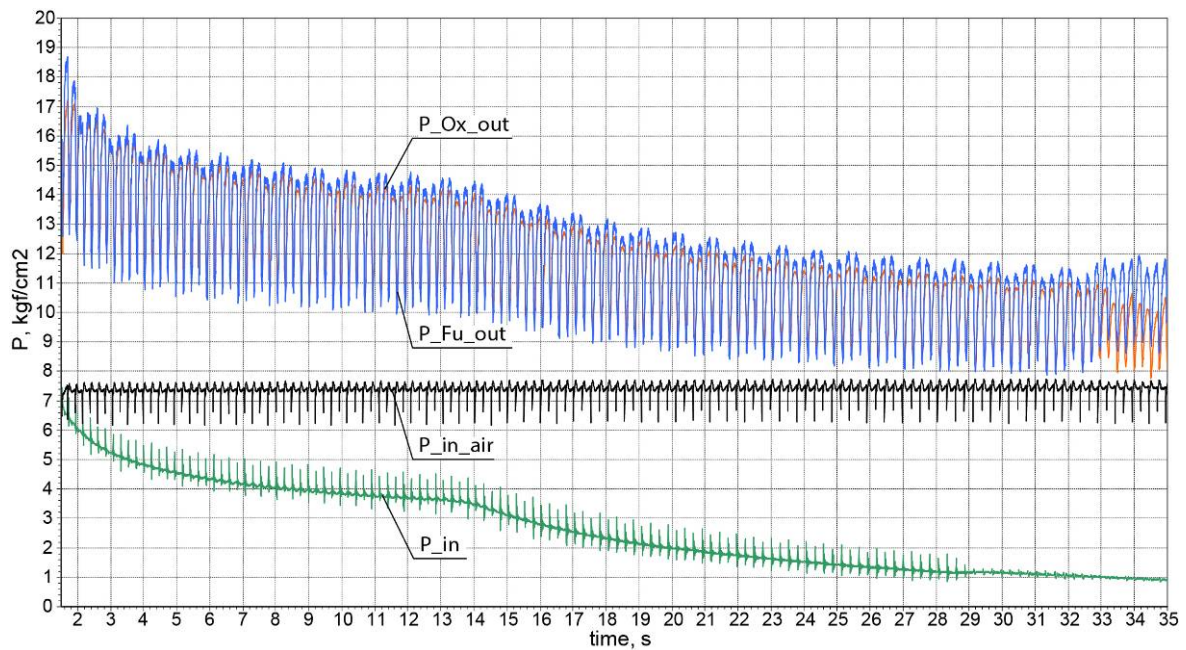


Рис. 9. Параметры ПНА при постоянно снижающемся давлении воды на входе

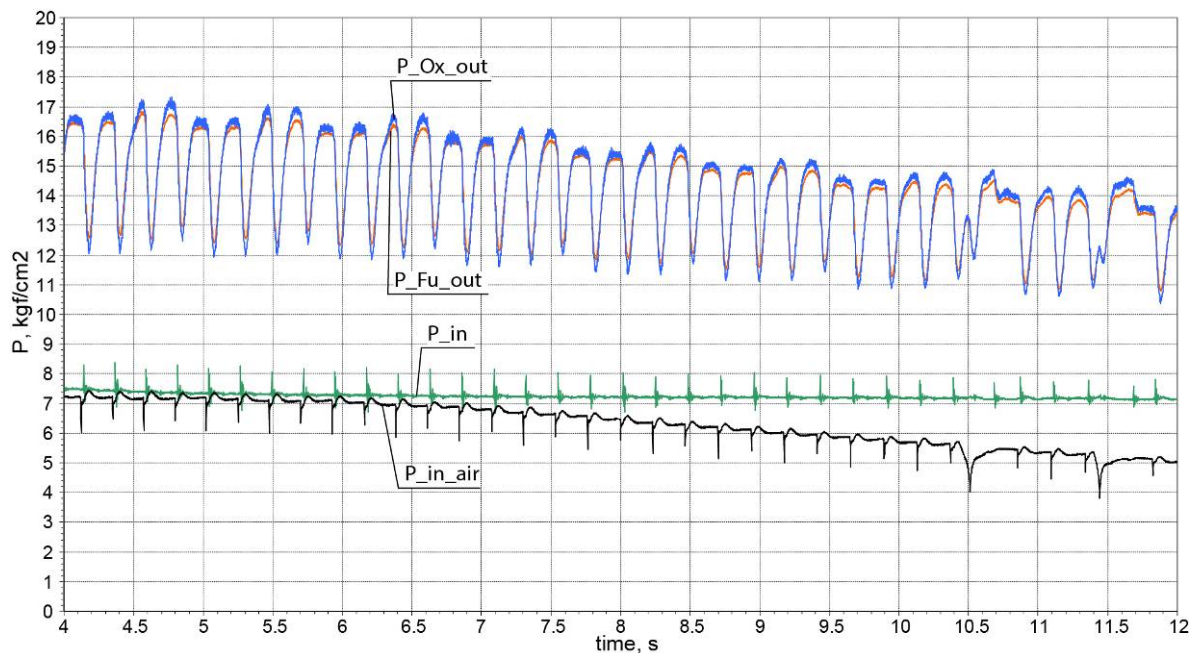


Рис. 10. Параметры ПНА при постоянно снижающемся давлении воздуха на входе

Выводы

В результате проведенных испытаний выбрана оптимальная величина выступления концевой клапана. Определены нижние границы стабильной работы ПНА, минимальное значение давления воды на входе составило 1 кгс/см^2 , а минимальное давление по газовому тракту - $5,5 \text{ кгс/см}^2$.

Литература

1. Двухкомпонентная жидкостная двигательная установка космического аппарата с пневмо-

насосной 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. Исследование ресурсных характеристик сильфонного пневмонасосного агрегата [Текст] / В. И. Конох, И. И. Калиниченко, И. Н. Гордиец и др. // *Вестник двигателестроения*. – 2016. – № 2. – С. 101-107.

References

1. Shnyakin, V. N., Shul'ga, V. A., Konokh, V. I., Zhivotov, A. I., Kalinichenko, I. I., Dibivnyi, A. V., Kuksa, I. Yu. Dvukhkomponentnaya zhidkostnaya dvigatel'naya ustanovka kosmicheskogo apparata s pnevmonasosnoi sistemoi podachi [Bipropellant liquid propulsion system of spacecraft with pneumo-pump supply system]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2010, no. 9 (76), pp. 159-163.

2. Konokh, V. I., Kalinichenko, I. I., Gordiets, I. N., Shpak, A. V. Razrabotka uplotnitel'nykh ele-

mentov dlya obespecheniya resursnykh kharakteristik pnevmonasosnogo agregata [Development of sealing elements for ensuring of pneumo-pump unit service life characteristics]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2015, no. 7 (124), pp. 131-136.

3. Konokh, V. I., Kalinichenko, I. I., Gordiets, I. N., Shpak, A. V. Issledovanie resursnykh kharakteristik silfonnogo pnevmonasosnogo agregata [Bellows-type pneumo-pump unit service life characteristics research]. *Herald of aeroenginebuilding*, 2016, no. 2, pp. 101-107.

Поступила в редакцию 27.04.2017, рассмотрена на редколлегии 12.06.2017

Рецензент: д-р техн. наук, начальник сектора, В.С. Хорошилов, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», Днепр.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ МЕЖ РОБОТОЗДАТНОСТІ ДВОКОМПОНЕНТНОГО ПНЕВМОНАСОСНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ КОСМІЧНОГО АПАРАТУ

В. І. Конох, І. І. Калініченко, І. М. Гордієць, А. В. Шпак

Розроблений та випробуваний поршневий пневмонасосний агрегат (ПНА) двосторонньої дії для системи подачі палива космічного апарату, який працює на компонентах палива АТ і ММГ (НДМГ). Діапазон змінення сумарних витрат компонентів палива визначається режимами роботи маршевого двигуна та рульових двигунів малої тяги та складає 100...240 г/с. Оптимізована величина виступання кінцевого клапана пневмонасосного агрегату. Визначені межі його роботоздатності при зниженні тиску компонентів палива в баках космічного апарату та при зниженні робочого газу на входах до пневмонасосного агрегату.

Ключові слова: двигунна установка, пневмонасосна система постачання, пневмонасос, параметри ПНА.

PARAMETERS OPTIMIZATION AND OPERABILITY LIMITS DETERMINATION OF THE BI-PROPELLANT PNEUMO-PUMP UNIT OF A SPACECRAFT

V. I. Konokh, I. I. Kalinichenko, I. N. Gordiets, A. V. Shpak

A double-acting piston-type pneumo-pump unit (PPU) for the propellant supply system of a spacecraft has been developed and tested. The PPU operates with NTO and UDMH propellants. Total fuel consumption range is determined by the operating mode of cruise engines and thrusters and totals 100...240 g/s. The value of the PPU's end-valve projection has been optimized. The operability limits of the PPU have been determined both at decreasing the pressure of propellants in tanks of a spacecraft and at decrease of operating gas in inlets of the pneumo-pump unit.

Keywords: propulsion system, pneumo-pump feed system, pneumo-pump unit, PPU parameters.

Конох Владимир Иванович - канд. техн. наук, начальник отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Калиниченко Игорь Иванович – начальник сектора отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Гордиец Иван Николаевич – начальник группы отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Шпак Артем Владимирович – инженер-конструктор I категории отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП «КБ «Южное», Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Konokh Vladimir Ivanovich - Candidate of Technical Science, Head of LRE Control Units Department, Yuzhnoye SDO, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Kalinichenko Igor' Ivanovich – Chief of LRE Control Units Sector, Control Units Department, Yuzhnoye SDO, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Gordiets Ivan Nikolaevich – Chief of LRE Control Units Group, Control Units Department, Yuzhnoye SDO, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Shpak Artem Vladimirovich – first category Design Engineer, Control Units Department, Yuzhnoye SDO, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: info@yuzhnoye.com.