

УДК 621.454.2.04

Е. В. Весков, Е. П. Назаренко, И. В. Седых, Б. А. Шевченко

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ РАСХОДНОЙ МАГИСТРАЛИ ОКИСЛИТЕЛЯ

Рассмотрены два варианта конструкции коллектора и разделительного клапана, проведен расчет потерь давления аналитическим и численным методами. По результатам расчетов выбран оптимальный вариант конструкции. Правильность расчетов подтверждена результатами экспериментальной отработки конструкции.

Розглянуто два варіанти конструкції колектора та роздільного клапана, проведено розрахунок втрат тиску аналітичним і числовим методами. За результатами розрахунків вибрано оптимальний варіант конструкції. Правильність розрахунків підтверджено результатами експериментального відпрацювання конструкції.

Two design options of manifold and dividing valve are considered, the loss calculation by analytical and numerical methods has been made. Based on the calculation results, the optimal design option has been selected. The calculation correctness is confirmed as a result of development tests of the design.

Введение. Одним из основных параметров пневмогидравлических систем питания, влияющих на совершенство современных ракет-носителей, являются гидравлические потери давления по трактам питания компонентами топлива двигательных установок (ДУ).

При снижении их значений требуемое давление на входе в ДУ обеспечивается наименьшим давлением наддува в баках. Это приводит к улучшению прочностных характеристик баков и уменьшению необходимого объема газа для наддува, что способствует повышению энергетических характеристик в целом.

Варианты конструкции расходной магистрали. Ниже рассмотрены конструкции расходной магистрали (РМ) окислителя, обеспечивающей минимум гидравлического сопротивления и остатков компонентов топлива (КТ).

При проектировании системы питания маршевого двигателя рассмотрены два варианта конструкции.

Первый вариант РМ предусматривал использование двух разделительных клапанов с условным диаметром d_y 250 мм, установленных в трубопроводах соответствующего диаметра, соединяющих коллектор РМ с двигателями.

Схема предлагаемого расходного тракта питания окислителя приведена на рис. 1,

а расположение разделительных клапанов в РМ – на рис. 2.

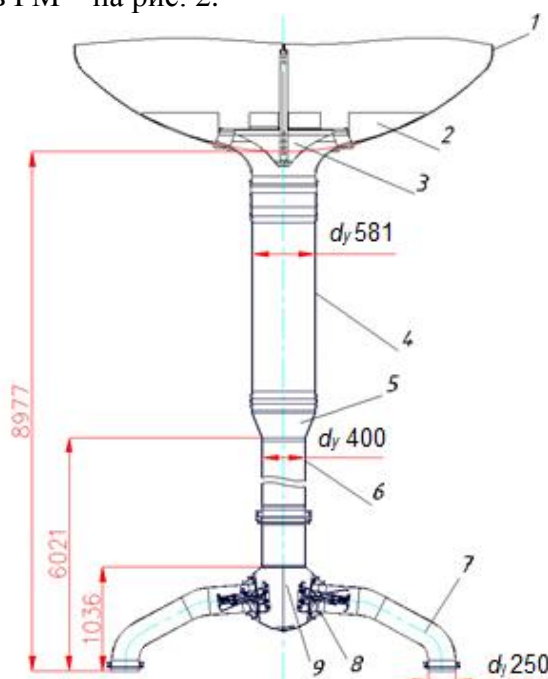


Рис. 1. Схема первого варианта расходного тракта питания окислителем:
1 – бак; 2 – радиальные ребра; 3 – тарель;
4, 6, 7 – трубопроводы; 5 – конфузор;
8 – разделительный клапан; 9 – коллектор

Второй вариант РМ (рис. 3) предполагал использование разделительного клапана новой разработки, установленного на прямом участке трубопровода диаметром 400 мм, для обеспечения симметричного подтекания компонента топлива; исключение

сферического коллектора и использование тройника с профилированным входом в трубопроводы диаметром 250 мм.

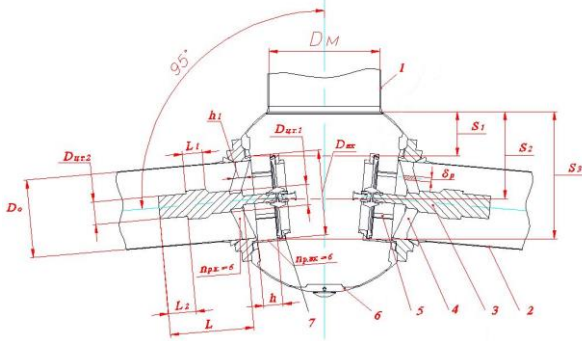


Рис. 2. Расположение разделительных клапанов в расходной магистрали:

- 1, 2 – расходные магистрали; 3 – привод клапана; 4 – ребро; 5 – корпус клапана; 6 – сферический коллектор; 7 – затвор клапана

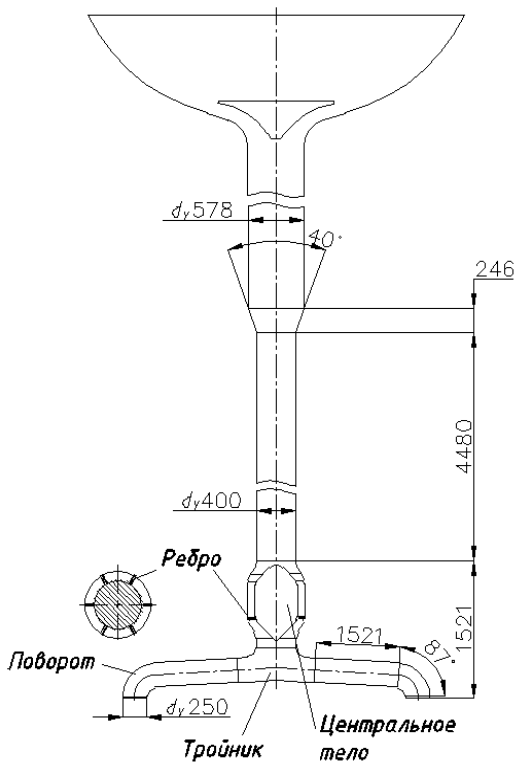


Рис. 3. Схема второго варианта расходного тракта

Для снижения потерь давления на разделительном клапане форму профиля центрального тела выбирали удобообтекаемой, которая характеризуется плавно закругленной передней частью и более длинной клинообразной задней частью, т.е. каплеобразной [1]. Рекомендуемые геометрические размеры проточной части приведены в [2]. При длине его цилиндрической части

$L = 0,4d$ коэффициент гидравлического сопротивления ζ , приведенный к диаметру проточной части, может составлять 0,3 - 0,35.

Конструкция спроектированного разделительного клапана отличается от рекомендуемой удлиненной цилиндрической частью для выполнения на кольцевой части корпуса ответвлений на заправочную и циркуляционную магистрали, наличием ребер и плотной компоновкой с тройником.

Методы расчета. Для проведения гидравлического расчета первого варианта тракта питания использовали метод наложения потерь [1], суть которого состоит в определении гидравлических потерь как суммы потерь отдельных его элементов: заборного устройства, трубопроводов диаметрами 580 и 400 мм, конфузора, тройника, разделительного клапана, поворота, трубопровода диаметром 250 мм:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{з\text{у}} + \Delta P_{\text{тп}580} + \Delta P_{\text{кон}} + \Delta P_{\text{тп}400} + \Delta P_{\text{тп}} + \Delta P_{\text{кл}} + \Delta P_{\text{пов}} + \Delta P_{\text{тп}250}.$$

Гидравлические расчеты на участке от бака до разделительного клапана не представляли затруднений и были проведены по зависимостям [1]. Расчеты потерь давления на участке магистрали с разделительными клапанами в силу плотной компоновки проведены с учетом взаимного влияния местных сопротивлений тройника, поворота и разделительного клапана.

Коэффициент гидравлического сопротивления коллектора и клапана определялся как сумма гидравлического сопротивления отдельных их элементов по зависимостям [1, 3].

К местным сопротивлениям конструкции коллектора с разделительным клапаном относятся:

- вход в клапан;
- радиальные ребра на входе в клапан;
- обтекание центрального цилиндрического тела;
- поворот потока в коллекторе с разделением на два потока.

Для второго варианта проведен гидравлический расчет клапана и тракта питания с установленным клапаном.

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления разделительного клапана определялся как сумма гидравлических сопротивлений при обтекании центрального тела, ребер, течения в кольцевом канале и входа магистрали заправки [1, 4, 5]:

$$\zeta_{кл} = \zeta_{ц.т} + \zeta_{реб} + \zeta_{кан} + \zeta_{м.з}.$$

Из-за малого диаметра магистрали циркуляции по сравнению с диаметром магистрали заправки пренебрегали потерями давления при обтекании ответвления на магистраль циркуляции.

Поскольку расчет коэффициента гидравлического сопротивления клапана методом наложения потерь не учитывает влияния местных сопротивлений друг на друга и распределения скоростей потока в плоскости поперечного сечения проточного канала клапана, был проведен его численный расчет с использованием программы Solid Works Flow Simulation.

Движение жидкой среды в сечениях разделительного клапана моделировалось с помощью уравнений Навье – Стокса, описывающих в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии, с учетом вида ее течения. Решение уравнений проводилось итерационным многосеточным методом на декартовой сетке [6]. Расчетная модель представляла собой трехмерную электронную модель разделительного клапана с прямолинейными участками трубопроводов длиной, равной десяти диаметрам, для обеспечения выполнения граничных условий.

Результаты расчета и испытаний. Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{кл}$ разделительного клапана диаметром 250 мм для случая симметричного подтекания жидкости составил 2,59.

Разделительный клапан расположен в центральной части коллектора в виде сферы, в котором происходит расширение потока жидкости при вытекании из расходной магистрали диаметром 400 мм. Жидкость на периферии свободной струи втекает в клапан в верхней части входа, а в центре – проходит вдоль плоскости входа в клапан и

втекает в его нижнюю часть после отражения от дна коллектора, которое, в свою очередь, сопровождается дополнительными потерями давления. Таким образом, подтекание жидкости к клапану несимметрично, что приводит к увеличению коэффициента его гидравлического сопротивления $\zeta_{кл}$, который составил 5,17.

Результаты аналитического расчета потерь давления по тракту питания первого варианта приведены в табл. 1.

Таблица 1

Потери давления по тракту питания первого варианта

Элемент тракта питания	ζ	Потери давления по тракту питания, кгс/см ² , на режимах		
		112,9% $P_{ном}$	104,0% $P_{ном}$	56,5% $P_{ном}$
Заборное устройство	1,1	0,053	0,047	0,015
Трубопровод d_y 580 мм	0,078	0,004	0,003	0,001
Конфузор	0,05	0,01	0,009	0,003
Трубопровод d_y 400 мм	0,14	0,028	0,025	0,008
Коллектор с разделительным клапаном	5,17	1,079	0,943	0,312
Трубопровод d_y 250 мм	0,092	0,03	0,026	0,009
Поворот	0,231	0,076	0,066	0,022
Создание скорости	1	0,33	0,29	0,09
Суммарные потери давления	-	1,61	1,41	0,46

Примечание. $P_{ном}$ – номинальная тяга двигателя.

Суммарные потери давления по тракту питания окислителем значительно превышали заложенные в эскизном проекте, которые на соответствующих режимах работы системы маршевого двигателя (СМД) составляли 1,22; 1,06; 0,35 кгс/см². Как видно из табл. 1, основные потери давления приходятся на коллектор с разделительным клапаном, поэтому оптимизацией конструкции клапана и участка разветвления можно добиться существенного снижения потерь давления.

Кроме того, использование сферического коллектора имеет ряд недостатков:

– при расширении потока КТ в верхней части коллектора образуется застойная зона, в которой может происходить вскипание кислорода, а следовательно, прежде-

временное попадание газовых включений на вход в двигательную установку;

– в нижней части коллектора остается конструктивный остаток КТ в объеме 10 дм³.

По результатам аналитического расчета коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{кл}$ разделительного клапана диаметром 400 мм составил 0,64, по результатам численного расчета – 0,7. В расчете суммарных потерь давления по тракту питания был принят больший коэффициент гидравлического сопротивления разделительного клапана.

Потери давления в тракте питания с оптимизированной конструкцией разделительного клапана и РМ приведены в табл. 2.

Таблица 2

Потери давления по тракту питания второго варианта

Элемент тракта питания	ζ	Потери давления по тракту питания, кгс/см ² , на режимах		
		112,9 % $P_{ном}$	104 % $P_{ном}$	56,5 % $P_{ном}$
Заборное устройство	1,1	0,053	0,047	0,015
Трубопровод d_y 581 мм	0,078	0,004	0,003	0,001
Трубопровод d_y 400 мм	0,14	0,028	0,025	0,008
Конфузор	0,05	0,01	0,009	0,003
Разделительный клапан	0,7	0,14	0,123	0,041
Тройник	1,6	0,321	0,289	0,093
Трубопровод d_y 250 мм	0,058	0,019	0,017	0,006
Поворот d_y 250 мм	0,53	0,174	0,152	0,05
Создание скорости	1	0,33	0,29	0,09
Суммарные потери давления	-	1,08	0,96	0,31

Как видно из табл. 2, оптимизация конструкции РМ позволила снизить суммарные потери давления на ~50%. Таким образом, для дальнейшего использования была выбрана схема расходного тракта окислителя второго варианта.

После разработки рабочей конструкторской документации на расходную магистраль окислителя был проведен уточненный гидравлический расчет тракта питания с использованием методов численного мо-

делирования. При этом применялся модуль Fluid Flow (CFX) программного пакета ANSYS.

По результатам численного моделирования проведен расчет коэффициента гидравлического сопротивления по осредненным значениям статического давления и скорости потока в сечениях перед клапаном, после клапана и тройника и на входе в двигательную установку. Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывался с учетом падения давления на создание скорости в расчетных сечениях.

Формула для определения коэффициента гидравлического сопротивления по результатам расчета ANSYS:

– в клапане

$$\zeta_{кл} = \frac{P_1 - P_2 + 0,5(w_{1cp}^2 - w_{2cp}^2)}{0,5\rho w_{4cp}^2};$$

– в клапане и на тройнике

$$\zeta_{кл+тр} = \frac{P_1 - P_3 + 0,5(w_{1cp}^2 - w_{3cp}^2)}{0,5\rho w_{4cp}^2};$$

– в клапане, на тройнике, прямолинейном участке и повороте

$$\zeta_{кл+тр+пр+пов} = \frac{P_1 - P_3 + 0,5(w_{1cp}^2 - w_{4cp}^2)}{0,5\rho w_{4cp}^2}.$$

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления тракта питания, приведенный к диаметру 250 мм, представлен в табл. 3.

Таблица 3

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления тракта питания

Элемент тракта питания	ζ	Потери давления по тракту питания, кгс/см ² , на режимах		
		108 % $P_{ном}$	104 % $P_{ном}$	58,2 % $P_{ном}$
Заборное устройство, трубопровод d_y 580 мм и d_y 400 мм, конфузор	0,154	0,051	0,043	0,015
Разделительный клапан	0,18	0,06	0,051	0,018
Тройник	0,23	0,076	0,065	0,023
Трубопровод d_y 250 мм	0,29	0,096	0,081	0,029

Создание скорости	1	0,33	0,28	0,099
Суммарные потери давления	1,85	0,614	0,52	0,184

На этапе отработки тракта питания окислителем, которая проводилась на полномасштабной опытной конструкции, включающей в себя нижнее днище бака, расходную магистраль с разделительным клапаном, проведено подтверждение расчетных значений потерь давления. В качестве модельной жидкости использовали воду.

Технические возможности стендовой базы позволили смоделировать режимы течения в области автомодельности.

По результатам испытаний видно, что коэффициент гидравлического сопротивления расходного тракта не зависит от числа Рейнольдса.

Суммарные потери давления в тракте питания окислителем, полученные по результатам экспериментальной отработки, приведены в табл. 4 и на рис. 4. При этом из-за плотной компоновки конструкции расходной магистрали выполнить штуцер для замера давления за разделительным клапаном не представлялось возможным, а следовательно, экспериментально были определены суммарные потери давления на разделительном клапане с разветвлением трубопровода.

Таблица 4

Экспериментальные значения потерь давления по тракту питания

Элемент тракта питания	ζ	Потери давления по тракту питания, кгс/см ² , на режимах		
		108 % $P_{ном}$	104 % $P_{ном}$	58,2 % $P_{ном}$
Заборное устройство, трубопровод d_y 580 мм и d_y 400 мм, конфузор	0,15	0,05	0,042	0,015
Разделительный клапан с тройником	0,33	0,11	0,093	0,033
Трубопровод d_y 250 мм	0,27	0,09	0,076	0,027
Создание скорости	1	0,33	0,28	0,099
Суммарные потери давления	1,75	0,58	0,49	0,174

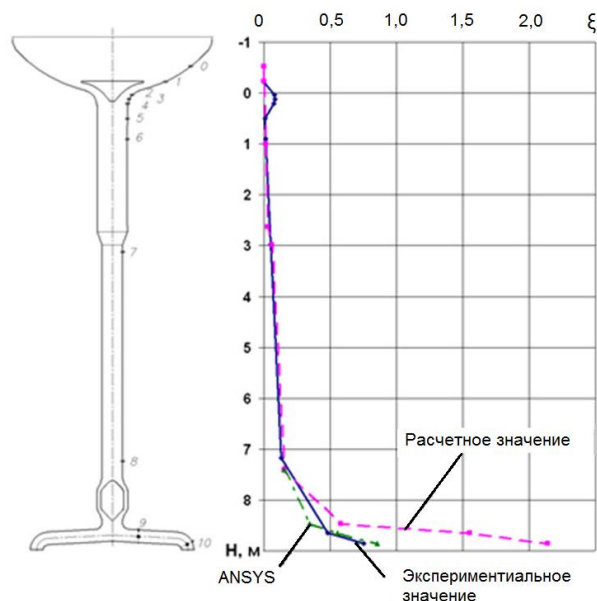


Рис. 4. Эпюра коэффициента гидравлического сопротивления тракта питания окислителем

Анализ экспериментальных данных показал их удовлетворительную сходимость с расчетными значениями, полученными численным моделированием (разброс не превысил 10%). При этом коэффициент гидравлического сопротивления, полученный путем аналитического расчета методом наложения потерь, в три раза превышал определенный экспериментально.

Как видно из графика, основное расхождение значений коэффициента гидравлического сопротивления наблюдается на участке разделительного клапана с разветвлением трубопровода.

В соответствии с табл. 1–4 на режиме работы СМД 104% $P_{ном}$ потери давления на разделительном клапане с разветвлением трубопровода оптимальной конструкции составляют:

- при аналитическом расчете – 0,412 кгс/см²;
- при численном расчете – 0,116 кгс/см²;
- по результатам экспериментальной отработки – 0,093 кгс/см².

Аналитический расчет показал неудовлетворительную сходимость с результатами экспериментов в связи с невозможностью учесть взаимное влияние элементов конструкции тракта питания. Результаты

численного расчета близки к результатам эксперимента.

Выводы

1. Проведение оптимизации расходных магистралей при проектировании систем питания ДУ позволило снизить:

- суммарные потери давления на ~ 50%;
- конструктивный остаток КТ на 10 дм³,

что обеспечило повышение энергетических характеристик РКН.

2. Для получения гидравлических характеристик расходных трактов на этапе проектирования целесообразно проводить гидравлические расчеты с использованием численного моделирования, позволяющего:

- получить суммарные потери давления с минимальной погрешностью;
- выдать рекомендации по оптимизации конструкции;
- оценить условия бескавитационного течения криогенного компонента в местах пережатия потока.

3. Конструкция разработанного разделительного клапана может быть использована при проектировании новых ракет-носителей.

Список использованной литературы

1. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

2. Яньшин Б. И. Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. – М.: Машиностроение, 1965. – 259 с.

3. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Расчет трубопроводной арматуры. – 5-е изд. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – 480 с.

4. Френкель Н. З. Гидравлика. – М., Л.: Госэнергиздат, 1956. – 451 с.

5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Вышэйшая шк., 1985.

6. Алямовский А. А. «Solid Works» Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 445 с.

Статья поступила 07.09.2017