

УДК 621.45.012

Влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на статические характеристики и работоспособность стабилизатора давления жидкостного ракетного двигателя

Крапивных Е.В.

Научно-производственное объединение «Энергомаш им. академика В.П. Глушко»,

ул. Бурденко, 1, г. Химки, Московская область, 141400, Россия

e-mail: tse1_71@mail.ru

Аннотация

В данной работе рассматриваются вопросы выбора конструктивных параметров стабилизатора давления (СТД), обеспечивающих постоянство выходного давления. Схема, по которой был спроектирован СТД, одноступенчатая с золотниковой парой.

В ходе проектирования СТД были проведены инженерные расчеты, позволяющие:

1) для заданных стационарных условий работы рассчитать основные конструктивные параметры СТД,

2) оценить влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на статические характеристики СТД.

На основе этих расчетов были спроектированы, а затем изготовлены и испытаны 4 опытных образца СТД. Проведенные испытания показали, что результаты расчета имеют хорошую сходимость с экспериментальными значениями. Это доказывает правильность использованной методики. Примененная здесь методика рас-

чета СТД затем использовалась для составления математической модели, позволяющей определить параметры СТД для динамических условий работы.

Кроме того, экспериментально был определен характер влияния подводящих и отводящих магистралей на статические характеристики СТД.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель (ЖРД), стабилизаторы давления ЖРД, агрегаты регулирования, проектирование стабилизаторов давления ЖРД.

Введение

Объектом изучения является стабилизатор давления, представленный на рис. 1, 2, предназначенный для поддержания давления компонента на выходе из СТД в заданных пределах при изменении величины входного давления для питания приводов гидроагрегатов. Схема стабилизатора одноступенчатая с золотниковой парой. Испытания стабилизатора проводились с использованием воды в качестве рабочего тела.

Цель данного исследования – экспериментально определить характер влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на выходные параметры СТД, проверить правильность проведенных конструкторских расчетов и принятых конструкторских решений на 4-х опытных образцах СТД.

Задачи исследования заключались в следующем:

- проверить правильность определения потребной площади, геометрии дроселирующих окон и их количества при заданных расходах через стабилизатор, усилия пружины, необходимого для обеспечения постоянства заданного уровня давлений на выходе из СТД;

- определить влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на статические характеристики и работоспособность СТД.

Исходными данными для проектирования и испытаний стабилизатора послужили:

- давление на выходе из стабилизатора - $p_{\text{вых}} = (200^{+10}_{-20})$ кгс/см²;
- давление на входе в стабилизатор (рабочий диапазон) - $p_{\text{вх}} = 300 \div 380$ кгс/см²;
- давление на входе в стабилизатор (исследуемый диапазон давлений) - $p_{\text{вх}} = 220 \div 420$ кгс/см²;
- расход воды через стабилизатор (рабочий диапазон) - $\dot{V}_{\text{р.т.}} = 0,045 \div 0,89$ л/с;
- расход воды через стабилизатор (исследуемый диапазон расходов) - $\dot{V}_{\text{р.т.}} = 0,03 \div 1,2$ л/с;
- длина входного трубопровода - $l_{\text{вх}} = 2,5$ м;
- внутренний диаметр входного трубопровода - $d_{\text{у.вх}} = 6$ мм;
- длина выходного трубопровода - $l_{\text{вых}} = 0,7$ м;
- внутренний диаметр выходного трубопровода - $d_{\text{у.вых}} = 6$ мм, $d_{\text{у.вых}} = 8$ мм;
- длина дренажного трубопровода - $l_{\text{дрен}} = 1,8$ м;
- внутренний диаметр дренажного трубопровода - $d_{\text{у.дрен}} = 4$ мм.

Принцип работы стабилизатора

В исходном положении поршень 12 усилием пружины 6 через опору 5 прижат к золотнику 9. При поступлении компонента на вход в стабилизатор, он через дроселирующие окна (см. рис.1, 2, 3) в направляющей 3 заполняет внутреннюю полость

стабилизатора и своим давлением воздействует на эффективную площадь поршня 12. Усилие, развиваемое поршнем 12 от этого воздействия, преодолевает усилие пружины 6, благодаря чему подвижная система «золотник-поршень» занимает положение, при котором наступает равновесие сил, воздействующих на подвижную систему.

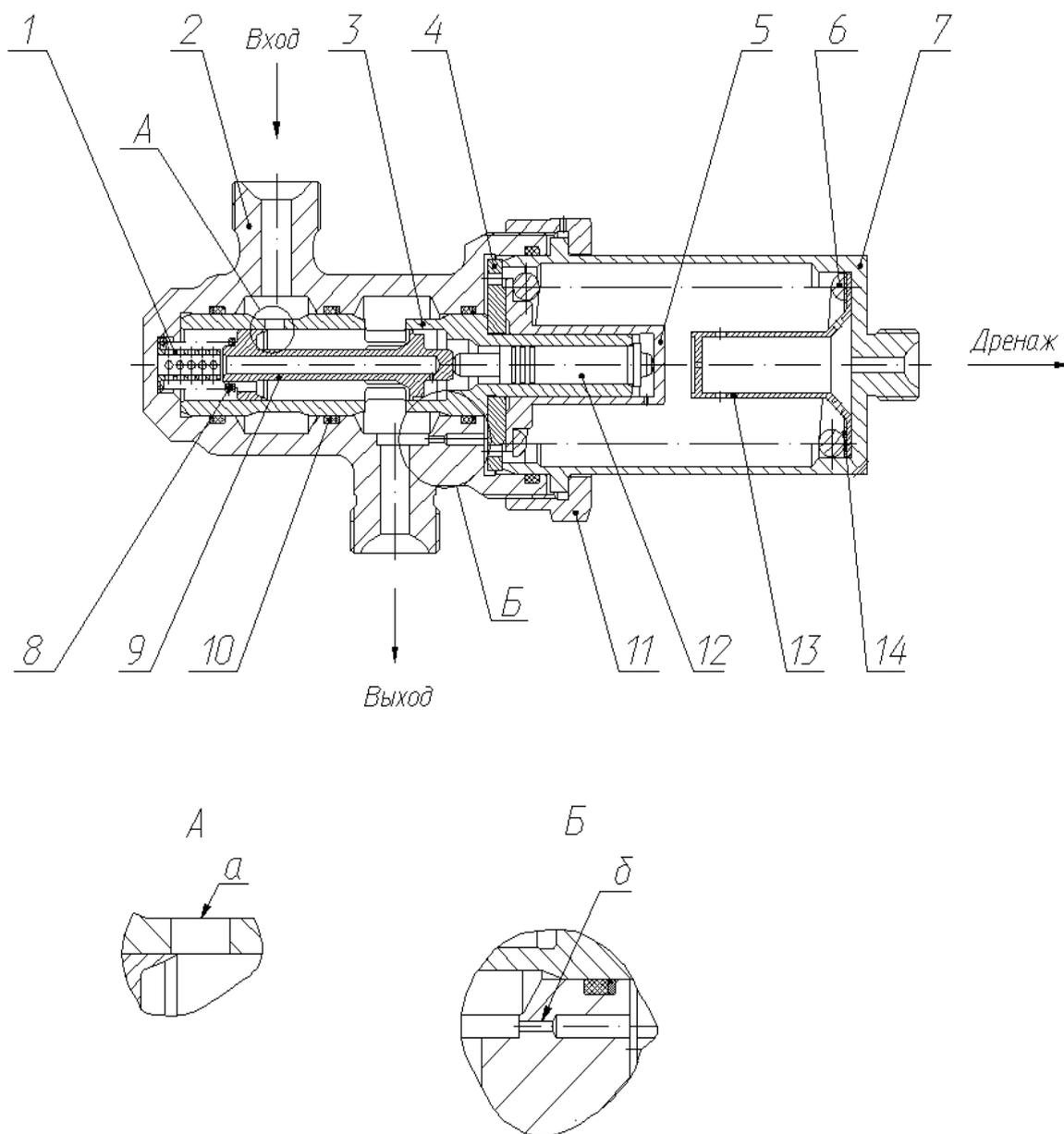


Рис. 1. Стабилизатор давления:

а – дросселирующее окно; б – жиклер; 1, 4, 13 – упор; 2 – корпус; 3 – направляющая; 5 – опора; 6, 8 – пружина; 9 – золотник; 10 – кольцо; 11 – гайка; 12 – поршень; 14 – шайба

При изменении входного давления незначительно изменяется выходное давление, из-за чего нарушается указанное равновесие и подвижная система перемещается. При перемещении золотник 9 изменяет площадь проходного сечения окон в направляющей 3 так, что давление на выходе из стабилизатора становится равным давлению настройки [1, 2, 3].

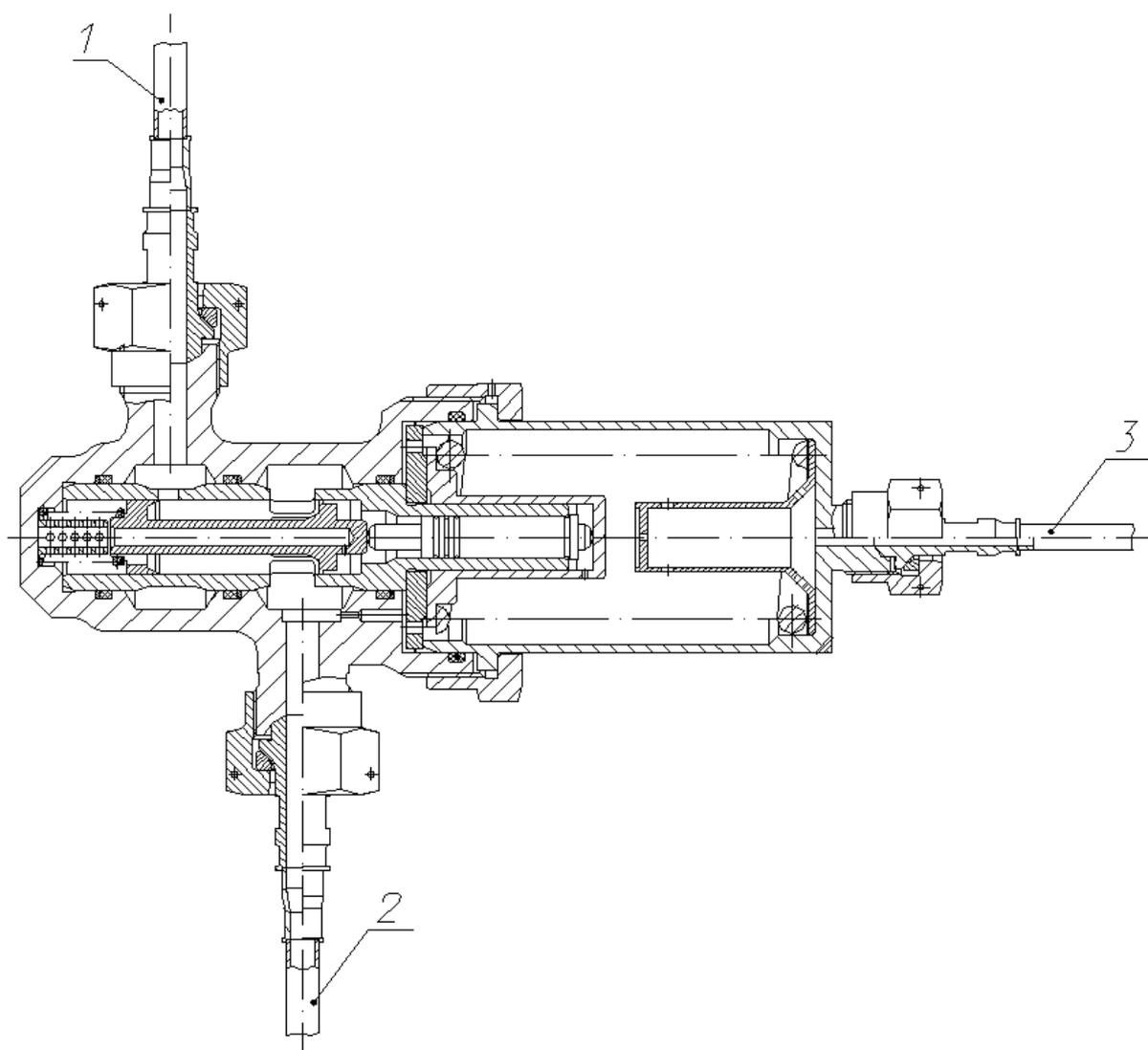


Рис. 2. Стабилизатор давления с трубопроводами:

1 – входной трубопровод; 2 – выходной трубопровод; 3 – дренажный трубопровод

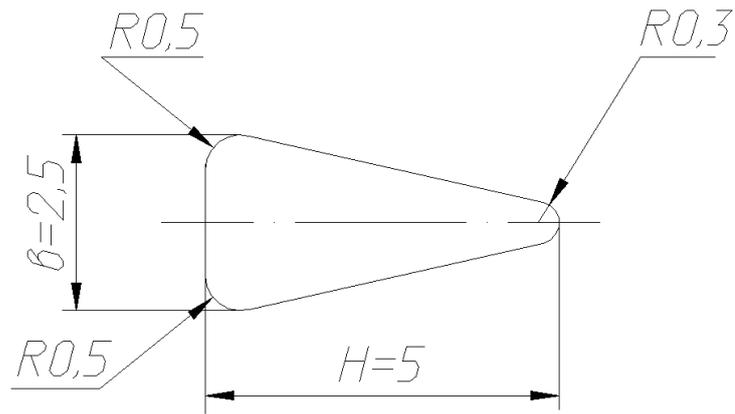


Рис. 3. Профиль дросселирующих окон стабилизатора (количество окон - 3)

Теоретическая часть

При проектировании стабилизатора была составлена следующая математическая модель:

1. Уравнение движущихся частей стабилизатора [4]:

$$m \cdot \dot{u} + e \cdot u + k_2 \cdot (h + x_{n2}) - k_1 \cdot (h + x_{n1}) = (F_4 + F_5(h)) \cdot P_2 - (F_4 - F_3) \cdot P_4 - F_{14} \cdot P_3 - F_5(h) \cdot P_5 + (F_{14} - F_2) \cdot P_6, \quad (1)$$

где

$$m = m_1 + m_2 + \frac{1}{3} \cdot (m_{n1} + m_{n2}), \quad \dot{h} = u,$$

где h – перемещение золотника; u – скорость перемещения; m – масса движущихся частей стабилизатора; m_1 – масса золотника; m_2 – масса пяты; m_{n1} – масса пружины 1; m_{n2} – масса пружины 2; e – коэффициент вязкого трения золотника; k_2 – жесткость пружины пяты; k_1 – жесткость пружины золотника; x_{n1} – предварительное поджатие пружины 1; x_{n2} – предварительное поджатие пружины 2; $F_4, F_5, F_3, F_{14}, F_2$ – площади (см. рис.4); P_2 – давление на выходе из стабилизатора, P_4 – давление в полости ста-

билизатора за отверстием, P_3 – давление на выходе из стабилизатора в дренаж, P_5 – давление на “острой кромке” золотника, P_6 – давление в полости перед отверстиями в дренаж (см. рис.4).

2. Уравнение движения жидкости через окна, перекрываемые золотником [4]:

$$P_2 = P_1 - \xi_1(h) \cdot G_1 \cdot |G_1| - j_1 \cdot \dot{G}_1, \quad (2)$$

где

$$\xi_1 = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot (\mu_{зол} \cdot F_s)^2}, \quad j_1 = \frac{l}{F_s}, \quad F_s = n_{окон} \cdot F(h),$$

где γ – удельный вес жидкости; ξ_1 – коэффициент гидросопротивления окна; j_1 – коэффициент “инерционных потерь (может быть как положительным, так и отрицательным)”; l – эквивалентная глубина окна; $\mu_{зол}$ – коэффициент расхода окна; $n_{окон}$ – количество окон; $F(h)$ – проходная площадь окон (функция перемещения золотника); P_1 – давление на входе в стабилизатор (см. рис.4); G_1 – расход на входе в стабилизатор (см. рис.4)

3. Уравнение движения жидкости через отверстия б в золотнике (см. рис.4) [4]:

$$P_2 = P_4 - \xi_6 \cdot G_6 \cdot |G_6| - j_6 \cdot \dot{G}_6, \quad (3)$$

где

$$\xi_6 = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot \left(\mu_6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_6^2 \right)^2}, \quad j_6 = \frac{l_6}{\frac{\pi}{4} \cdot d_6^2},$$

где ξ_6, j_6 – коэффициенты гидросопротивления и “инерционных потерь” отверстия

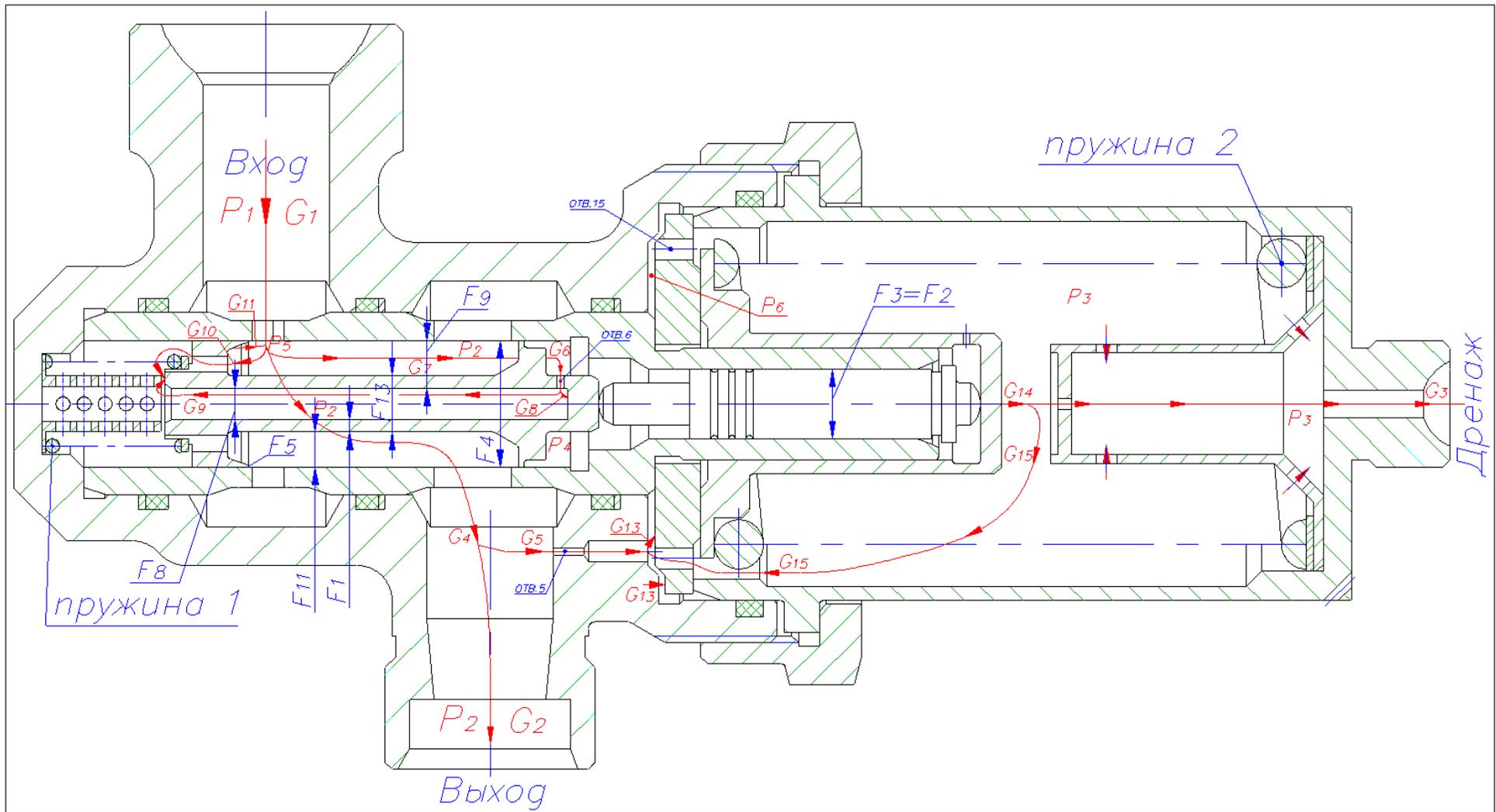


Рис. 4. Расчетная схема течения жидкости в стабилизаторе давления

из полости стабилизатора соответственно; μ_6 – коэффициент расхода отверстия 6; d_6 – диаметр отверстия 6; l_6 – длина отверстия 6; G_6 – расход через отверстие из полости стабилизатора.

4. Уравнение движения жидкости через отверстие на слив [4]:

$$P_6 = P_2 - \xi_5 \cdot G_5 \cdot |G_5| - j_5 \cdot \dot{G}_5, \quad (4)$$

где

$$\xi_5 = \frac{1}{2 \cdot \gamma \left(\mu_5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_5^2 \right)^2}, \quad j_5 = \frac{l_5}{\frac{\pi}{4} \cdot d_5^2},$$

где ξ_5 , j_5 – коэффициент гидросопротивления и “инерционных потерь” отверстия 5 соответственно (см. рис.4); μ_5 – коэффициент расхода отверстия 5 (см. рис.4); l_5 – длина отверстия 5 (см. рис.4); d_5 – диаметр отверстия 5 (см. рис.4); G_5 – расход в жиклер в дренаж (см. рис.4)

5. Балансы расходов (см. рис.4) [4]:

$$G_4 = G_2 + G_5; \quad G_6 = \gamma \cdot (F_4 - F_3) \cdot u - \frac{V_4}{c_4^2} \cdot \dot{P}_4; \quad G_3 = G_{14} - G_{15} - \frac{V_3}{c_3^2} \cdot \dot{P}_3;$$

$$G_5 = G_{13} - G_{15} + \frac{V_6}{c_6^2} \cdot \dot{P}_6; \quad G_{14} = \gamma \cdot F_{14} \cdot u; \quad G_{13} = \gamma \cdot (F_{14} - F_2) \cdot u; \quad G_6 = G_8 + G_9;$$

$$G_8 = \gamma \cdot F_8 \cdot u; \quad G_7 = \gamma \cdot (F_4 - F_{13}) \cdot u; \quad G_{12} = G_{10} + G_9; \quad G_{11} = \gamma \cdot F_{11} \cdot u;$$

$$G_{12} = \gamma \cdot F_9 \cdot u; \quad G_1 = G_4 + G_7 + G_{10} - G_{11} + \frac{V_2}{c_2^2} \cdot \dot{P}_2,$$

где G_i – расход; F_i – площадь; V_4 – объем емкости под давлением P_4 ; V_3 – объем емкости под давлением P_3 ; V_6 – объем емкости под давлением P_6 ; V_2 – объем емкости под давлением P_2 ; c_4 – эквивалентная скорость звука в объеме V_4 ; c_3 – эквивалентная

скорость звука в объеме V_3 ; c_6 – эквивалентная скорость звука в объеме V_6 ; c_2 – эквивалентная скорость звука в объеме V_2 .

6. Уравнение движения жидкости от входа в стабилизатор до “острой кромки” золотника [4]:

$$P_5 = P_1 - \xi_1(h) \cdot G_1 \cdot |G_1| - j_1 \cdot \dot{G}_1, \quad (6)$$

где

$$\xi_1 = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot (\mu_{зол} \cdot e_{зол} \cdot F_s)^2}, \quad j_1 = \frac{l}{F_s}, \quad F_s = n_{окно} \cdot F(h),$$

где e – коэффициент восстановления окна золотника; l – глубина окна

7. Уравнение движения жидкости через отверстия 15 (см. рис.4) [4]:

$$P_6 = P_3 - \xi_{15} \cdot G_{15} \cdot |G_{15}| - j_{15} \cdot \dot{G}_{15}, \quad (7)$$

где

$$\xi_{15} = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot \left(\mu_{15} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{15}^2 \right)^2}, \quad j_{15} = \frac{l_{15}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{15}^2},$$

где ξ_{15} , j_{15} – коэффициент гидросопротивления и “инерционных потерь” отверстия 15 (см. рис.4); l_{15} , d_{15} – длина и диаметр отверстия 15 (см. рис.4); μ_{15} – коэффициент расхода отверстия 15 (см. рис.4).

8. Определение конфигурации, количества и потребной площади дросселирующих окон направляющей.

Выбор конфигурации дросселирующего окна зависит от значения расхода рабочего тела, проходящего через него. В нашем случае расход рабочего тела не высок, кроме того, требуется работа на очень малом расходе (см. исходные данные), следо-

вательно, в большой пропускной площади окна необходимости нет, поэтому в данной конструкции используется треугольная форма окна (см. рис. 3).

При работе на малом расходе ($\dot{V}_{p.m.(\min)} = 0,045 \text{ л/с}$) проходная площадь окон соразмерима с площадью зазора между золотником и направляющей, поэтому, для того, чтобы уменьшить влияние утечек через зазор на величину расхода, в конструкции предусмотрен жиклер (см. рис. 1), отводящий часть расхода, подаваемого на вход в стабилизатор, в дренаж. Таким образом, через дросселирующие окна протекает суммарный расход к потребителю и в дренаж, а положение золотника обеспечивает однозначное открытие окон.

Количество окон определяется исходя из конструктивных и технологических соображений.

Исходя из выше сказанного, формулы для определения потребной площади дросселирующих окон направляющей и их размеров примут следующий вид:

$$F_{\text{общ.ок.}} = \frac{\dot{V}_{\text{общ.}}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{СТД}}}{\rho}}}, \quad \dot{V}_{\text{общ.}} = \dot{V}_{p.m.} + \dot{V}_{\text{ж.}}, \quad (8)$$

$$F_{1\text{ок.}} = \frac{F_{\text{общ.ок.}}}{n},$$

где $F_{\text{общ.ок.}}$ - суммарная потребная площадь окон; $F_{1\text{ок.}}$ - площадь 1 окна; n - количество окон; $\dot{V}_{\text{общ.}}$ - расход рабочего тела с учетом расхода через жиклер; $\mu = 0,8$ - коэффициент расхода; $\Delta p_{\text{СТД}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ - перепад давлений в стабилизаторе.

$$\dot{V}_{\text{ж.}} = F_{\text{ж.}} \cdot \mu_{\text{кв.}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{вых.}}}{\rho}};$$

где $\dot{V}_{жс.}$ - расход рабочего тела через жиклер; $\mu_{кав.}$ - коэффициент расхода рабочего тела через жиклер с учетом кавитации ($\mu_{кав.} = 0,62$); $F_{жс.}$ - площадь поперечного сечения жиклера; $p_{вых.}$ - давление на выходе из стабилизатора [6].

Рассматриваемый в данной работе треугольный тип окна характеризуется следующими параметрами – это b и H (см. рис. 3). Варьируя этими параметрами в выражении [3]:

$$F_{мп} = \frac{b}{2H}(H - h)^2,$$

а так же, учитывая условие $F_{лок.} = F_{мп}$, определяем размеры треугольного окна (см. рис. 3).

9. Определение потерь давления в гибком трубопроводе стабилизатора и внутреннего диаметра входа и выхода из стабилизатора [5]:

$$\Delta p_n = \lambda \cdot \frac{l}{d_y} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (9)$$

где λ - коэффициент потерь на трение по длине трубы:

$$\lambda = f(\text{Re}); \quad \text{Re} = \frac{V \cdot d_y}{\nu}; \quad V = \frac{\dot{V}_{р.м.}}{F_{мп.}}$$

l - длина трубопровода; d_y - внутренний диаметр трубопровода; ρ - плотность рабочего тела; V - скорость потока; $\dot{V}_{р.м.}$ - расход рабочего тела; $F_{мп.}$ - площадь внутреннего сечения трубы.

Уравнения (1) – (7) представленной выше математической модели – это общие уравнения динамики, описывающие переходные режимы работы СТД. В данной ра-

боте для расчета конструктивных параметров СТД эти уравнения были преобразованы в уравнения статики для установившихся режимов работы СТД, на основе которых и были получены, в первом приближении, расчетные значения необходимых конструктивных параметров СТД (см. таблицу 1).

В дальнейшем планируется провести более детальный расчет, позволяющий определить конструктивные параметры СТД исходя уже непосредственно из уравнений динамики СТД.

Таблица 1

Сводная таблица расчетных параметров.

Параметры трубопроводов		$\Delta p_n, \text{ кгс / см}^2$		
$l, \text{ м}$	$d_y, \text{ мм}$	$\dot{V}_{p.m.} = 0,045 \text{ л / с}$	$\dot{V}_{p.m.} = 0,89 \text{ л / с}$	$\dot{V}_{жс.} = 0,214 \text{ л / с}$
0,7	6	0,05	8,5	-
2,5	6	0,163	30,5	-
1,8	4	-	-	10
Силовая характеристика пружины				
$H_1 (\text{б.пруг.}), \text{ мм}$	$H_2 (\text{б.пруг.}), \text{ мм}$	$H_m (\text{б.пруг.}), \text{ мм}$	$H_{\text{пруг.}}, \text{ мм}$	
90	83	70	92	
$P_1 (\text{б.пруг.}), \text{ кгс}$	$P_2 (\text{б.пруг.}), \text{ кгс}$	$P_m (\text{б.пруг.}), \text{ кгс}$	-	
162,6	186,2	233,4	-	
Площадь окна				
	$F_{\text{общ.ок.}}, \text{ мм}^2$	$F_{\text{лок.}}, \text{ мм}^2$	$\dot{V}_{\text{общ.}}, \text{ л / с}$	$\Delta p_{\text{СТД}}, \text{ кгс / см}^2$
max	10	3,3	1,104	180
min	0,29	0,1	0,045	100

Экспериментальная установка

Проведенные испытания не имитировали работу стабилизатора в составе двигателя. В данном случае СТД рассматривался как статический объект.

Испытания проводились на гидравлическом стенде, вид которого представлен на рис. 5. Рабочее тело – вода. Необходимый уровень давления обеспечивался центробежным насосом. Фактический расход воды измерялся по показаниям расходомера. Объектами испытаний были СТД, основные конструктивные параметры которых были изготовлены по данным, полученным в результате инженерного расчета.

Определение статической характеристики проводилось для 4 схем (см. рис. 5):

1) схема №1 - «стабилизатор поз. 4 + входной трубопровод поз. 1 + выходной трубопровод поз. 2», т.е. дренажный трубопровод поз. 3 был исключен из гидравлического стенда;

2) схема №2 - «стабилизатор поз. 4 без трубопроводов в стендовой обвязке поз. 5», т.е. из гидравлического стенда были исключены входной трубопровод поз. 1, выходной трубопровод поз. 2 и дренажный трубопровод поз. 3, а стабилизатор поз. 4 крепился непосредственно к стендовым трубопроводам;

3) схема №3 - «стабилизатор поз. 4 + входной трубопровод поз. 1 + выходной трубопровод поз. 2 + дренажный трубопровод поз. 3»;

4) схема №4 - «стабилизатор поз. 4 + дренажный трубопровод поз. 3», т.е. входной трубопровод поз.1 и выходной трубопровод поз. 2 исключались из гидравлического стенда и стабилизатор поз. 4 крепился непосредственно к стендовым трубопроводам.

При испытаниях выходными параметрами являлись:

- 1) расход рабочего тела (малые расходы обеспечивались шайбой с жиклером диаметром 0,5 мм);
- 2) давление на входе и выходе из стабилизатора.

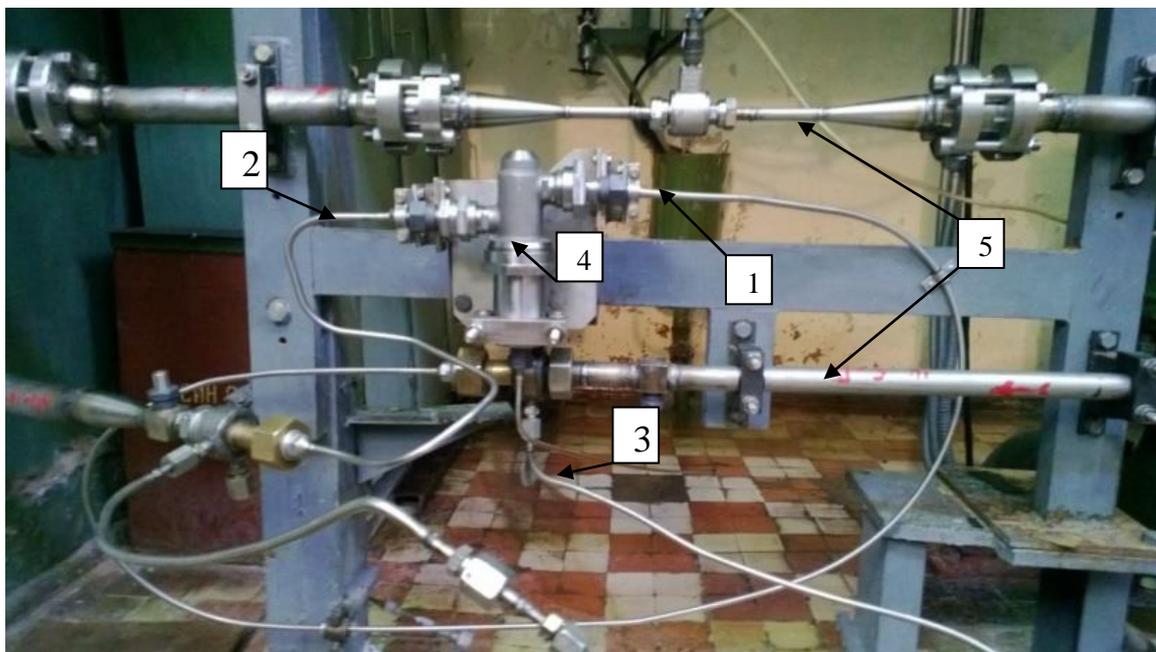


Рис. 5. Гидравлический стенд:

1 – входной трубопровод; 2 – выходной трубопровод; 3 – дренажный трубопровод; 4 – стабилизатор давления; 5 – стендовые трубопроводы

Результаты и анализ экспериментальных данных

В ходе испытаний были получены статические характеристики стабилизатора - зависимость выходного давления от входного $p_{\text{вых.}} = f(p_{\text{вх.}})$ (см. рис. 6 - 11).

В первом случае испытания проходили по схеме №1 в диапазонах давлений от 220 до 420 кгс/см². Результаты испытаний представлены на рис. 6.

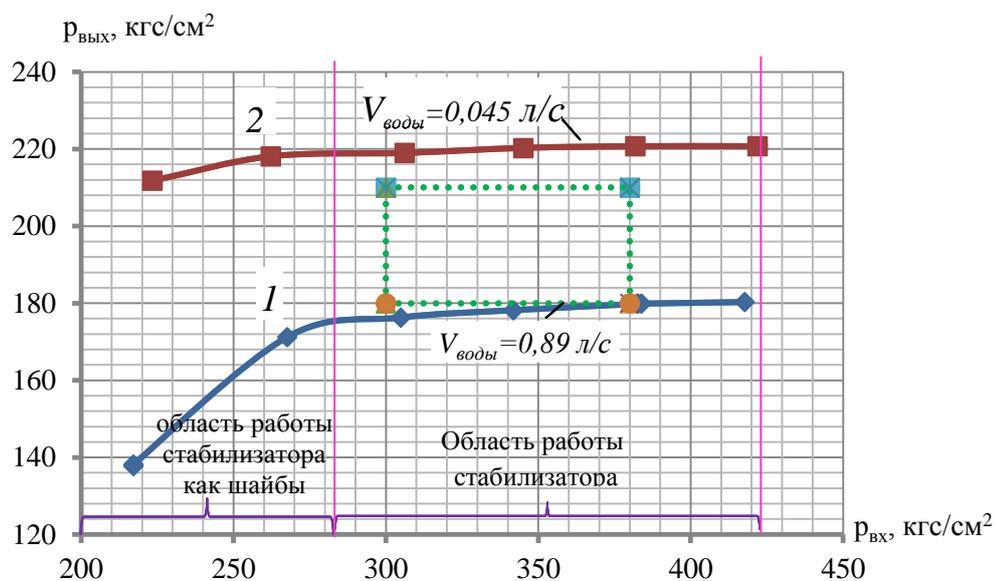


Рис. 6. Статическая характеристика стабилизатора давления с входным и выходным трубопроводом (испытание №1):

 - область давлений, в которой должен работать стабилизатор

Из графиков видно, что стабилизатор поддерживает практически постоянным выходное давление и стабильно работает в заданном диапазоне входных давлений. Незначительное отклонение статических характеристик при обоих расходах от параллельности оси абсцисс в диапазоне давлений от 300 до 420 кгс/см² объясняется наличием статизма.

В точках перегиба статических характеристик 1 и 2 (см. рис. 6) данный стабилизатор перестает выполнять свои функции и работает как шайба с постоянным гидросопротивлением.

По имеющимся расчетным данным стабилизатор при расходе воды 0,045 л/с и 0,89 л/с должен был работать в области давлений, обозначенной на рис. 6, 7, 8 прямоугольником. Но, проведенное испытание этого не подтвердило. На такую величину расхождения расчетных и экспериментальных значений (при расходе 0,045 л/с

выходное давление превышает заданный уровень выходных давлений на 8...9 кгс/см², а при расходе ниже заданного уровня на – 1...4 кгс/см²) большое влияние оказывают потери давления в трубопроводе. Эти потери можно объяснить тем, что диаметр внутреннего канала очень мал и равен 6 мм, а суммарная длина трубопроводов, подсоединенных к входу и выходу стабилизатора, за исключением длины стендовых трубопроводом, имеет достаточно большую протяженность и составляет 3,2 м.

Для подтверждения сделанного выше предположения было проведено повторное испытание, при котором стабилизатор испытывался по схеме №2, когда влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей (входного, выходного и дренажного трубопроводов) на статические характеристики исключалось. Результаты испытаний представлены на рис. 7.

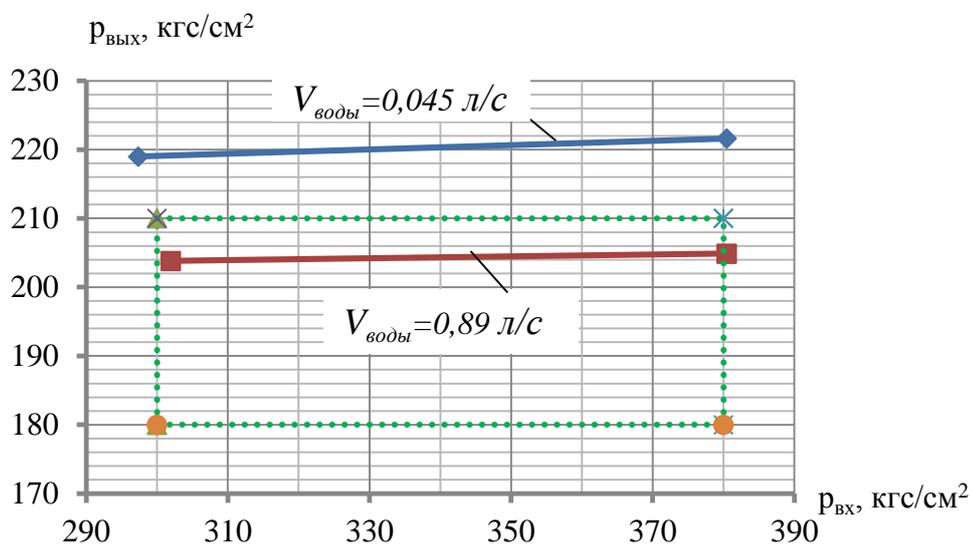


Рис. 7. Статическая характеристика стабилизатора давления без трубопроводов (испытание №2):

 - область давлений, в которой должен работать стабилизатор

Из рис. 7 видно, как влияет входной и выходной трубопровод на статическую характеристику. Сравним нагрузочные характеристики, полученные при испытании

№1 и №2, получили следующее: уровень между выходными давлениями в испытании №2 при расходах воды 0,045 л/с и 0,85 л/с сократился с 45 кгс/см² до расчетных 20 кгс/см². Это подтверждает то, что трубопроводы оказывают существенное влияние на статическую характеристику стабилизатора.

Но, несмотря на то, что уровень изменения выходного давления сократился, статическая характеристика для расхода 0,045 л/с все же превышает уровень выходного давления, в котором должен работать стабилизатор на 8...11 кгс/см² (см. рис. 7). Поэтому можно сделать вывод о том, что при минимальных расходах потери давления в трубопроводе практически отсутствуют, и поэтому наличие или отсутствие трубопровода не сказывается на статической характеристике стабилизатора, что подтверждается расчетами и следующим испытанием (см. рис. 8).

При анализе полученных результатов пришли к выводу, что статические характеристики будут располагаться в необходимой области давлений, если провести перенастройку стабилизатора путем ослабления пружины за счет уменьшения количества регулировочных шайб.

После проведения перенастройки стабилизатор испытывался во всех 4 схемах. Результаты данных испытаний представлены на рис. 8.

Как видно из графиков, представленных на рис. 8 для испытания №3, изменение усилия пружины привело к тому, что статические характеристики при расходе 0,045 л/с и 0,89 л/с в случае, когда стабилизатор испытывался без входного, выходного и дренажного трубопроводов, стали располагаться в заданном диапазоне давлений.

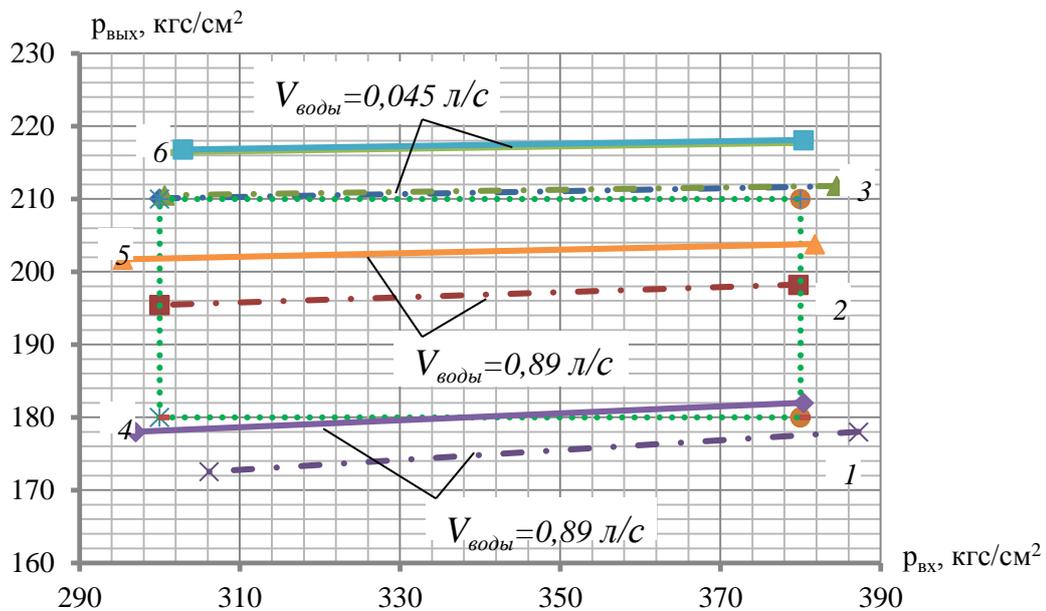


Рис. 8. Статические характеристики стабилизатора давления - испытание №3 (поз. 1, 2, 3); испытание №4 (поз. 4, 5, 6):

1, 3 – стабилизатор с входным и выходным трубопроводом; 2, 3 – стабилизатор без гибких трубопроводов; 4, 6 – стабилизатор с входным, выходным, дренажным трубопроводом; 5, 6 – стабилизатор только с дренажным трубопроводом;

 - область давлений, в которой должен работать стабилизатор.

Испытание №4 было проведено с целью определения влияния дренажного трубопровода на статическую характеристику стабилизатора. По расчетам дренажный трубопровод должен был увеличить имеющийся уровень выходного давления на 10 кгс/см². Как видно из рис. 8 разница между уровнями давлений на выходе из стабилизатора составляет ~ 8 кгс/см². Эта разница в 2 кгс/см² показывает удовлетворительную сходимость расчетов с полученными экспериментальными данными.

Испытание №5 (см. рис. 9) проводилось по схеме №3, но при этом внутренний диаметр выходного трубопровода был увеличен с $d_{\text{у.вых}} = 6$ мм на $d_{\text{у.вых}} = 8$ мм.

По предварительно произведенным расчетам такое увеличение внутреннего диаметра должно было привести к увеличению давления на выходе из СТД при $\dot{V}_{p.m.} = 0,89 \text{ л/с}$. При этом при $\dot{V}_{p.m.} = 0,045 \text{ л/с}$ это давление должно было остаться на том же уровне $\approx 218\text{-}220 \text{ кгс/см}^2$.

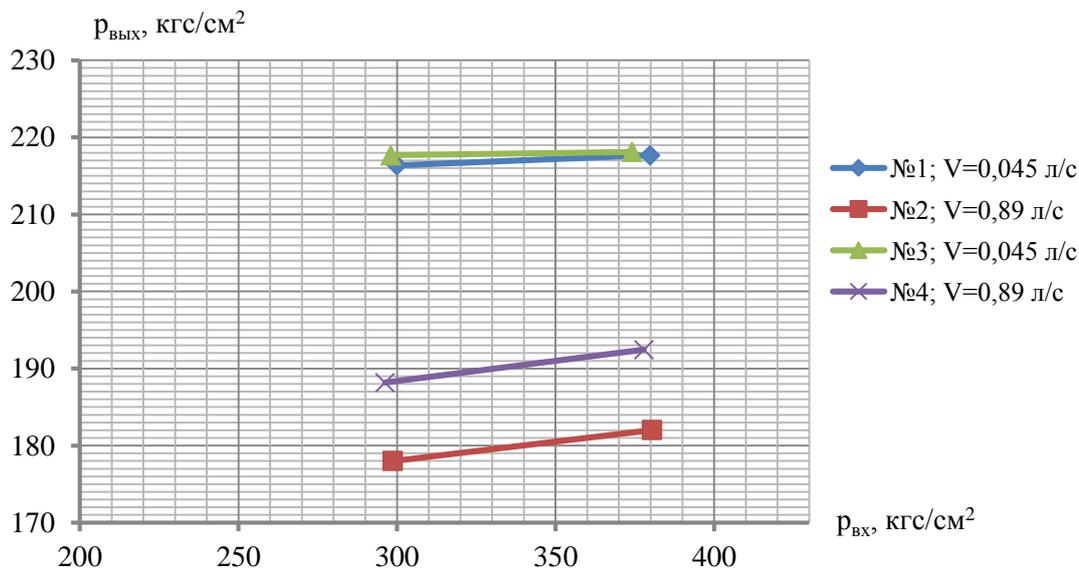


Рис. 9. Статические характеристики стабилизатора давления при изменении внутреннего диаметра выходного тонкого трубопровода (испытание №5):

№1, 2 - на СТД были установлены входной трубопровод, выходной трубопровод с $d_y=6 \text{ мм}$, дренажный трубопровод; №3, 4 - на СТД были установлены входной трубопровод, выходной трубопровод с $d_y=8 \text{ мм}$, дренажный трубопровод

Из рисунка 9 видно, что сделанное выше предположение подтвердилось экспериментально и увеличение выходного давления произошло на рассчитанные 10 кгс/см^2 , а диапазон между малорасходной ($\dot{V}_{p.m.} = 0,045 \text{ л/с}$) и большерасходной ($\dot{V}_{p.m.} = 0,89 \text{ л/с}$) характеристиками, соответственно, сократился.

Испытание №6 (см. рис. 10) проводилось по схеме №3 и №2 на трех одинаковых стабилизаторах, при этом внутренний диаметр выходного трубопровода СТД - $d_{y.вых} = 8$ мм, значения входного давления задавались в диапазоне от 220 до 420 кгс/см² при расходах от 0,03÷0,045 до 0,89÷1,2 л/с.

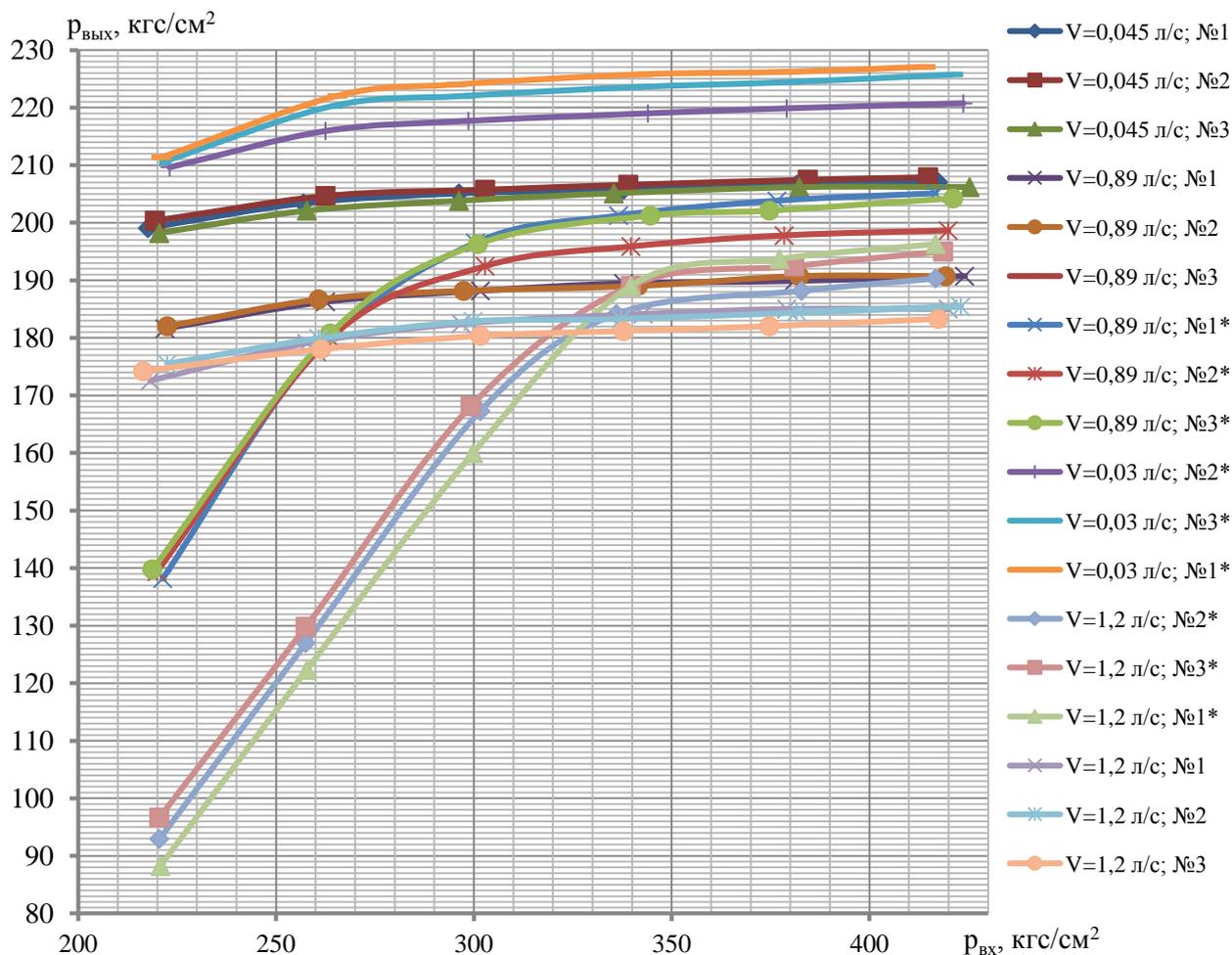


Рис. 10. Статические характеристики стабилизатора в диапазоне входных давлений от 220 до 420 кгс/см² при расходах от 0,03÷0,045 до 0,89÷1,2 л/с (испытание №6):

№1, 2, 3 – на СТД не устанавливались входной, выходной и дренажный трубопроводы; №1*, 2*, 3* - на СТД были установлены входной трубопровод, выходной трубопровод с $d_y=8$ мм, дренажный трубопровод

Это испытание позволило экспериментально определить характер работы СТД на режимах, не рассчитанных и не учтенных в данной конструкции. Так из рисунка 10 видно, что чем больше расход через СТД (при наличии на входе, выходе и дренаже стабилизатора тонких трубопроводов), тем «круче» статические характеристики, т.е. точка перегиба статических характеристик, с которой СТД перестает выполнять свои функции и работает как шайба с постоянным сечением, смещаются в сторону более высоких входных давлений. В случае отсутствия на входе, выходе и дренаже стабилизатора тонких трубопроводов вид статических характеристик не меняется, и точка их перегиба остается на одном и том же уровне входных давлений.

Для подтверждения работоспособности в условиях близких к реальным условиям эксплуатации агрегаты подвергались испытаниям на тряску, вибрацию, испытаниям при отрицательной (-50°C) и положительной ($+50^{\circ}\text{C}$) температуре, после которых их снова подвергали гидроиспытаниям.

Результаты этих гидроиспытаний представлены на рисунке 11.

Как видно из графиков СТД работают адекватно, и статические характеристики воспроизводятся во всех рабочих диапазонах входных и выходных давлений.

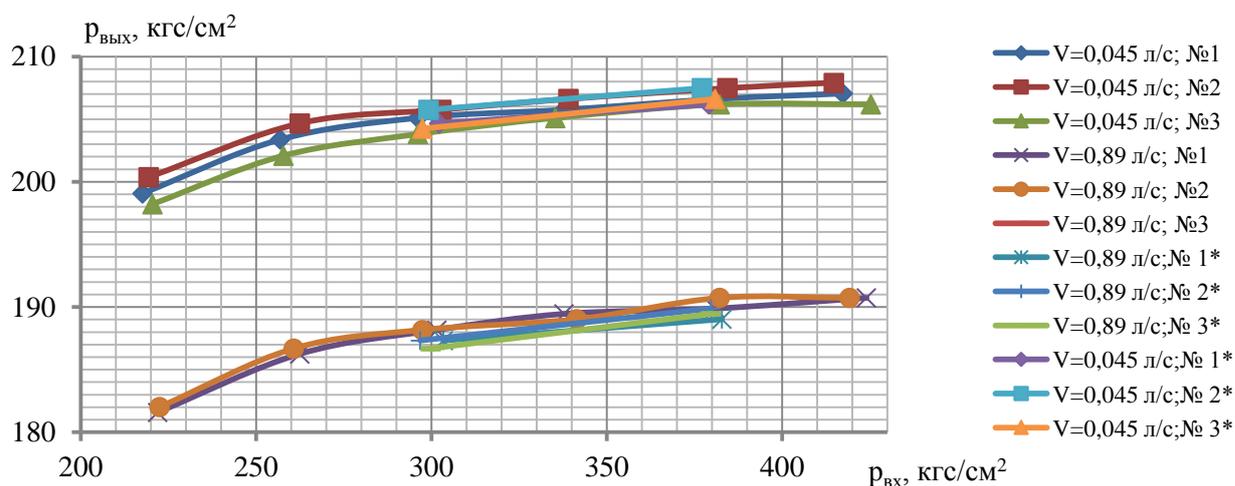


Рис. 11. Результаты проверки статических характеристик СТД (на СТД не были установлены входной, выходной, дренажный трубопроводы): №1, 2, 3 – до испытаний на тряску, вибрацию и испытаний при отрицательной и положительной температуре; №1*, 2*, 3* - после испытаний на тряску, вибрацию и испытаний при отрицательной и положительной температуре (испытания проходили в рабочем диапазоне входных давлений)

Выводы

1. Проведенные эксперименты подтвердили правильность расчетов и принятых конструкторских решений.
2. Экспериментально показано влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей (входного, выходного и дренажного трубопровода) на уровень статических характеристик. При этом установлено:
 - уровень выходного давления при наличии присоединенных к СТД трубопроводов выше по сравнению с уровнем выходного давления при отсутствии присоединительных трубопроводов у СТД;
 - наибольшее влияние на величину выходного давления оказывает дренажный трубопровод;

- увеличение внутреннего диаметра выходного трубопровода СТД с $d_y=6$ мм на $d_y=8$ мм (при условии, что входной и дренажный трубопроводы также присутствуют в схеме испытания) приводит к уменьшению диапазона между малорасходной ($\dot{V}_{p.m.} = 0,045$ л/с) и большерасходной ($\dot{V}_{p.m.} = 0,89$ л/с) характеристиками;

- использованные при данных испытаниях подводящие и отводящие магистрали с заданными гидравлическими характеристиками не влияют на работоспособность СТД, т.е. не оказывают влияния на устойчивость процесса стабилизации давления.

Библиографический список

1. Цыганова Е.В. Разработка системного подхода к проектированию и созданию агрегатов регулирования ЖРД больших тяг и исследование влияния конструктивных параметров на работоспособность // Международный межотраслевой научно-технический форум «Молодежь и будущее авиации и космонавтики». Сборник статей. Москва, 2013. С. 140-141.
2. Горячкин А.А., Жуковский А.Е., Игначков С.М., Шорин В.П. Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 2000. – 208 с.
3. Гликман Б. Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей - М.: Машиностроение, 1974. - 396 с.
4. Лебединский Е.В., Зайцев Б.В., Соболев А.А. Многоуровневое математическое моделирование регулятора расхода для ЖРД: <http://kerc.msk.ru/ipg/papers/model2.pdf>

5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

6. Турыгин Л.Н., Глинин Л.В. К истечению жидкости через отверстия в среды с противодействием // Вестник машиностроения. 1976. №11. С.8-11.