

УДК621.454.2

Я. Г. Бахмет

Китай, Пекин, ПКАУ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА

Работа является продолжением работ по исследованию регуляторов расхода ЖРД. В работе представлена построенная система дифференциальных нелинейных уравнений, которая описывала модель динамических характеристик регулятора. Для определения временных характеристик регулятора расхода, в качестве возмущающих сигналов были выбраны ступенчатое и прямоугольное изменения входного давления. Сигналы изменялись по амплитуде на 1%, 2,5%, 4% от номинального давления в 19,6 МПа и по длительности в 0,01с, 0,0052с, 0,0012с. Определено влияние на временные характеристики угла регулятора открытия дросселя и жесткости пружины.

Ключевые слова: регулятор расхода, динамическая характеристика, ступенчатый сигнал, прямоугольный сигнал, дроссель, золотник, временная характеристика.

Введение

Регуляторы расхода (РР) прямого действия для ЖРД, применяемые для разгонных блоков, обеспечивают стабильность режимов работы двигателей и возможность варьирования тягой по необходимому алгоритму. Такие РР могут обеспечить устойчивую подачу компонентов топлива в камеру сгорания, поддерживать постоянный расход при изменении перепадов давления в системе.

Рост мощности, тяговооруженности систем ЖРД приводит и к росту затрат на экспериментальные исследования при проектировании РР. В этом случае становится актуальной задача замены экспериментальной отработки РР численным экспериментом. Представленные результаты в данной работе являются продолжением исследований приведенных в работе [1,2].

Описание регулятора расхода

В качестве исследуемого РР выбрана конструкция, рассмотренная в работах [1, 2]. Конструкция (рис. 1) включает в себя два основных элемента: дроссельную часть, обеспечивающую требуемый закон изменения расхода в процессе работы двигателя и золотниковую, стабилизирующую перепад давления на дросселе [1].

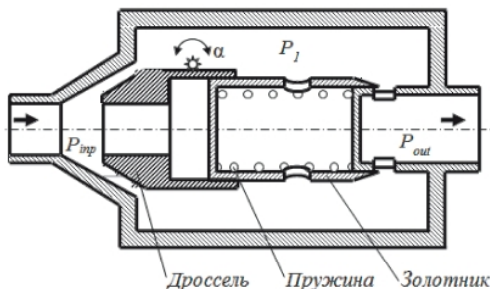


Рис. 1. Элементы конструкции

© Я. Г. Бахмет, 2015

Важным элементов конструкции является пружина, создающая дополнительное компенсирующее усилие при перемещении золотника.

Динамическая модель

Для построения динамических характеристик использовалась система дифференциальных уравнений, описывающая изменения переменных величин в РР [3, 4]. Приняты допущения – жидкость несжимаемая, утечка жидкости через зазоры отсутствует:

1. Уравнение движения жидкости через дроссельную часть регулятора:

$$\frac{L_{th}}{F_{th}(\alpha)} \frac{d\dot{m}_{th}}{dt} = P_{imp} - P_1 - \frac{\zeta_{th}}{2\rho(F_{th}(\alpha))^2} \dot{m}_{th}^2,$$

где L_{th} – длина проходного сечения дросселя;

\dot{m}_{th} – расход через дроссель; $F_{th}(\alpha)$ – площадь проходного сечения дросселя; P_{imp} , P_1 – давление жидкости на входе и внутри регулятора; α – угол поворота привода открытия дросселя; ζ_{th} – коэффициент потерь на дросселе; ρ – плотность жидкости.

2. Уравнение неразрывности (определяется давление внутри регулятора расхода):

$$\frac{V}{a^2} \frac{dP_1}{dt} = \dot{m}_{th} + F_S \rho \frac{dh}{dt} - \dot{m}_S,$$

где V – объем жидкости в полости; a – скорость звука в жидкости; F_S – площадь поршня;

h – перемещение золотника; \dot{m}_s – расход жидкости через золотниковые отверстия.

3. Уравнение движения жидкости через регулируемые золотником отверстия

$$\left(\frac{L_s}{N_{ots} S_s(h)} + \frac{L_w}{F_{op} \cdot N_h} \right) \frac{d\dot{m}_s}{dt} = \dot{m}_s^2,$$

$$= P_1 - P_{out} - \left(\frac{\zeta_s}{2\rho(N_{ots} S_s(h))^2} + R_t \right) \dot{m}_s^2,$$

где L_w , L_s – длины проходных сечений демпферных и золотниковых отверстий; N_{ots} , N_h – количество отверстий золотника и демпферного устройства; $S_s(h)$, h – смещение золотника; F_{op} – площади проходных сечений отверстий золотника и демпферного устройства; P_{out} – давление жидкости на выходе; ζ_s – коэффициент местных потерь отверстий золотника; R_t – потери давления на трение жидкости о корпус.

4. Уравнение движения золотника:

$$M_{Rd} \frac{d^2 h}{dt^2} = F_S (P_{imp} - P_1) - \xi_h \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 F_S^3 \rho^2 +$$

$$P_{hyd}(h) - P_S - R_{Rd} \frac{dh}{dt} - K_S h,$$

где M_{Rd} – приведенная масса золотника (масса золотника + часть пружины + перемещаемая жидкость); ξ_h – коэффициент гидравлических потерь; $P_{hyd}(h)$ – гидродинамическая сила на кромке золотника; P_S – усилие предварительного натяжения пружины; R_{Rd} – приведенный коэффициент трения; K_S – жесткость пружины.

Задав новую переменную $H = \frac{dh}{dt}$ (представляющую ускорение движущейся части золотника), модель была построена как нелинейная нормализованная система пяти дифференциальных уравнений 1-го порядка неизвестных функций: $\dot{m}_{th} = y1$, $h = y2$, $P_1 = y3$, $\dot{m}_s = y4$, $H = y5$.

Модель представляла систему уравнений вида:

$$\frac{dy1}{dt} = \frac{F_{th}(\alpha)}{L_{th}} \left(P_{imp} - y3 - \frac{\zeta_{th}}{2\rho(F_{th}(\alpha))^2} y1^2 \right),$$

$$\frac{dy2}{dt} = y5,$$

$$\frac{dy3}{dt} = \frac{a^2}{V} (y1 + F_S \rho \cdot y5 - y4),$$

$$\frac{dy4}{dt} = \frac{F_{op} N_h S_s(y2) N_{ots}}{L_S F_{op} N_h + L_w N_{ots} S_s(y2)} \times$$

$$\times \left(y3 - P_{out} - \left(\frac{\zeta_s}{2\rho(N_{ots} S_s(y2))^2} + R_t \right) y4^2 \right),$$

$$\frac{dy5}{dt} = \frac{1}{M_{Rd}} (F_S (P_{imp} - y3) - \xi_h y5^2 F_S^3 \rho^2 +$$

$$+ P_{hyd}(y2) - P_S - R_{Rd} y5 - K_S y2).$$

Особенностью модели является то, что она учитывает:

- течение жидкости через демпфирующие отверстия;
- инерционность массы золотника и жидкости (через приведенную массу);
- гидродинамическую силу, действующую на обтекаемую кромку золотника.

Для решения системы использовался метод Рунге-Кутты (встроенная функция `MathtCad`) и метод Эйлера (построенная автором функция).

Численный эксперимент

Численные эксперименты проводились по определению переходных характеристик. Переходная характеристика отображает переходный процесс в системе при скачкообразном изменении возмущающих входных воздействий. В качестве возмущающих сигналов были выбраны ступенчатое и прямоугольное изменения входного давления.

Ступенчатый сигнал (давление на входе) изменялся по величине на 1%, 2,5%, 4% от номинального давления в 19,6 МПа.

Вид входного сигнала представлен на рис. 2.

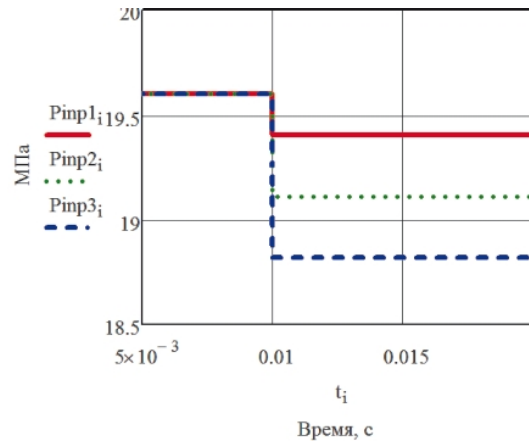


Рис. 2. Ступенчатый возмущающий сигнал на входе PP

Результаты поведения выходных параметров при ступенчатом изменении входного сигнала (открытие дросселя 10 градусов, жесткость пружины 30 кг/см) представлены на рисунках 2-5.

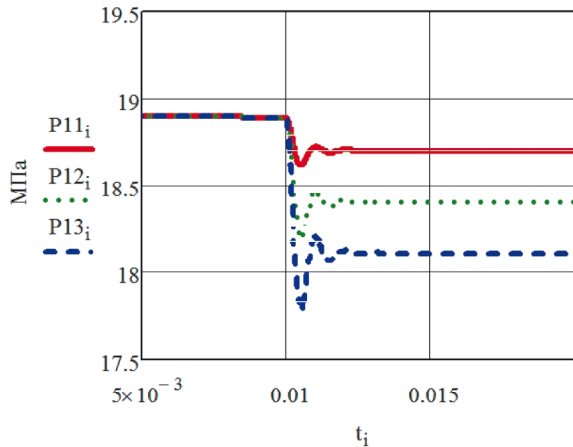


Рис. 3. Изменение давления внутри регулятора

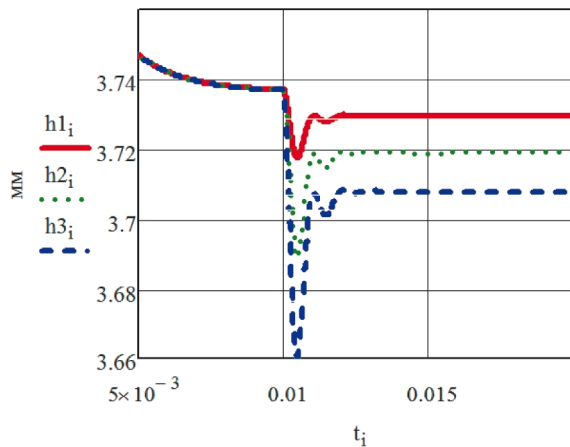


Рис. 4. Смещение золотника

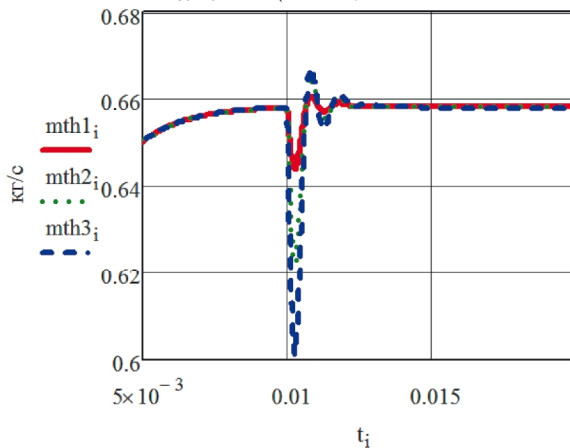


Рис. 5. Расход через дроссель

В эксперименте исследовалась зависимость динамических характеристик от открытия дросселя жесткости разгрузочной пружины поршня (при входном давлении 19,6 МПа).

Изменение этих параметров в процентном отношении представлено в таблице 1.

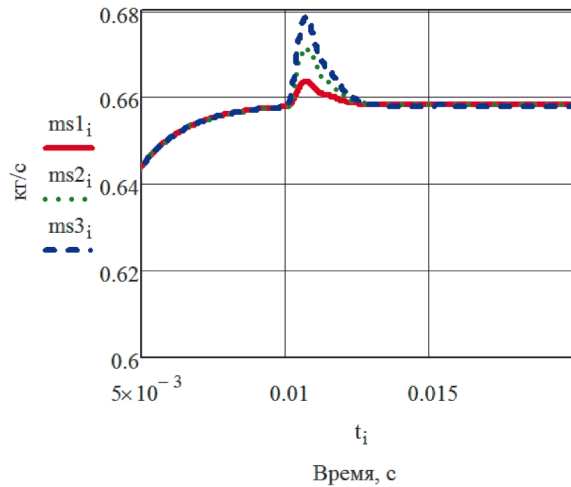


Рис. 6. Расход через золотник

Таблица 1

		$h, \%$	$\dot{m}_h, \%$	$\dot{m}_s, \%$	$P_1, \%$	$H, \text{см/с}^2$
$P_{inp}, \%$	1	0.5	1.9	0.9	1,5	6.6
	2,5	1,3	5,0	2,1	3,7	17,0
	4	2,0	8,5	3,1	5,9	26,3
$\alpha, \text{град.}$	10	1,20	5,63	2,14	3,66	16,4
	20	1,32	5,11	0,81	3,65	16,2
	30	1,50	4,77	0,68	3,89	15,8
$K_S, \text{кг/см}$	5	1,32	5,23	0,54	3,8	15,9
	20	1,34	4,99	0,48	3,8	15,9
	35	1,35	4,84	0,39	2,8	15,9

Прямоугольный сигнал (давление на входе) характеризовался увеличением и уменьшением на 1%, 2,5%, от номинального давления в 19,6 МПа, рис.7

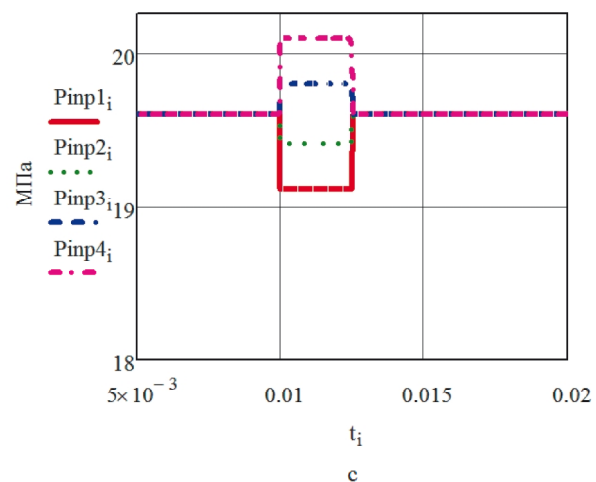


Рис. 7. Прямоугольный входной импульс

Графики для расхода на дросселе и расхода на золотнике представлены на рис.8, 9.

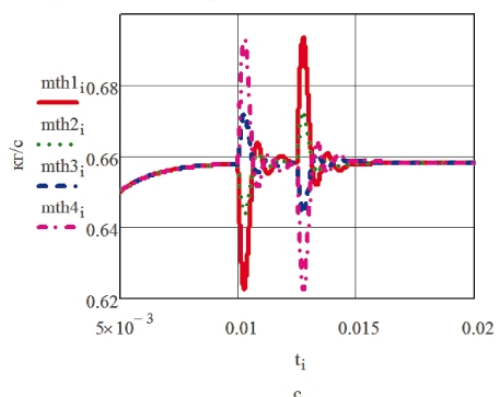


Рис. 8. Расход через дроссель при прямоугольном входном сигнале.

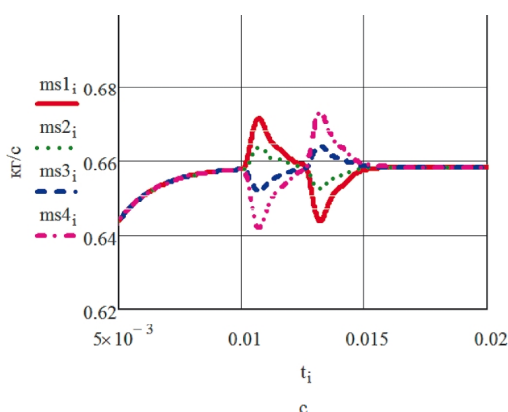


Рис. 9. Расход через золотник при прямоугольном входном сигнале.

Результаты поведения выходных сигналов при прямоугольном импульсе изменении входного сигнала, в процентном отношении представлены в таблице 2.

Таблица 2

		$h, \%$	$\dot{m}_{th}, \%$	$\dot{m}_s, \%$	$P_1, \%$	$ H , \text{см/с}^2$
$P_{inp}, \%$	-2.5	1.28	5.34	2.08	3.7	16.2
	-1	0.48	2.01	0.89	1.4	6.2
	1	0.50	2.12	0.87	1.5	6.2
	2.5	1.27	5.20	2.28	3.7	16.3
$\alpha, \text{град.}$	10	1.24	5.28	0.18	4.0	16.3
	20	1.26	5.19	0.04	4.0	15.4
	30	1.18	5.16	0.023	4.0	14.1
$K_s, \text{кг/см}$	5	1.25	5.68	2.46	3.7	16.2
	20	1.27	5.43	2.37	3.6	16.2
	35	1.26	5.27	2.30	3.7	16.2

Здесь также представлены полученные результаты при различном открытии дросселя и различной жесткости пружины.

Выводы

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Затухающий вид полученных сигналов позволяет сделать вывод, что переходной процесс является аperiодическим затухающим.

2. В результате проведения расчетного эксперимента было определено, что длительность переходного процесса составляет 0,006 с.

3. Максимальное отклонение из выходных рассматриваемых параметров соответствует расходу: от 1,9% до 8,5%. При этом изменения расхода больше подвержен дроссель, чем золотник. Это можно объяснить наличием демпфирующих полостей, одно из которых находится перед поршнем, а второе после поршня. При возникновении импульса с пониженным давлением внутри регулятора, возникает перепад давления между давлением в демпфирующей полости за поршнем и внутренней областью. Это приводит к всплеску роста расхода (за счет жидкости в демпфирующей полости) через золотник, рис. 6.

4. Особенностью отклика ускорения золотника для прямоугольного пика, является то, что возникающие ускорения золотника есть и в одну сторону, и в другую. Такое поведение регуляторов описано в литературе как движение с «положительным» и с «отрицательным» ускорениями. Это можно объяснить тем, что процесс является колебательным, что связано с инерционными силами. При этом ускорения золотника слабо зависят от открытия дросселя и жесткости пружины.

5. При определении влияния различных факторов на динамику регулятора установлено:

а) Увеличение длины импульса не оказывает влияние на смещение золотника, изменение расхода, на внутреннее давление в регуляторе расхода (результаты не приведены).

б) Изменение открытия дросселя слабо влияет на смещение золотника, изменение расхода на дросселе и внутреннее давление.

в) Изменение амплитуды прямоугольного сигнала в сторону увеличения приводит к росту смещения золотника, росту внутреннего давления, изменению (росту) расхода. Ускорения золотника при этом увеличиваются как в одну сторону, так и в другую.

г) Жесткость пружины в рассматриваемом диапазоне значений на динамику РР влияет не значительно. При этом, изменения внутреннего давления и максимального ускорения

золотника от жесткости пружины фактически не зависят.

Литература

1. Бахмет Я. Г. Построение расходной характеристики регулятора расхода ЖРД / Я. Г. Бахмет // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2013. - №10 (107) – С. 136-140. - рус.
2. Бахмет Я. Г. Влияние конструктивных параметров на статическую характеристику регулятора расхода ЖРД / Я. Г. Бахмет //

Авиационно-космическая техника и технология. - 2014. - № 17 (114) – С. 47-52. - рус.

3. Беляев Е. Н. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Е. Н. Беляев, В. К. Чванов, В. В. Черваков – М.: Изд-во МАИ, 1999.- 228 с.
4. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б. Ф. Гликман – М.: Машиностроение, 1989. – 296 с.

Поступила в редакцию 14.07.2015

Я.Г. Бахмет. Чисельне моделювання динамічних характеристик регуляторів витрат

Робота є продовженням робіт по дослідженню регулювальників витрати РРД. У роботі представлена побудована система диференціальних нелінійних рівнянь, яка описує модель динамічних характеристик регулятора. Для визначення часових характеристик регулятора витрат як обурюючий сигнал були вибрані ступінчастий та прямокутний зміни вхідного тиску. Сигнали змінювалися по амплітуді на 1%, 2,5%, 4% від номінального тиску в 19,6 МПа і по тривалості в 0,01 с, 0,0052 с, 0,0012 с. Визначено вплив на тимчасові характеристики кута регулювальника відкриття дроселя і жорсткості пружини.

Ключові слова: регулятор витрат, динамічна характеристика, ступінчастий сигнал, прямокутний сигнал, дросель, золотник, часова характеристика.

I.G. Bakhmet. Numerical simulation of flow controller dynamic characteristics

Current research is a continuation of studies about LRE flow regulators. The paper shows system of differential nonlinear equations, which describes a model of regulator dynamic characteristics. To determine flow regulator time characteristics as disturbing signals were selected step and rectangular changes of inlet pressure. The signals varies amplitude was 1%, 2,5%, 4% from the nominal pressure 19,6 MPa, and duration 0,01 s, 0,0052 s, 0,0012 s.

Influence on temporal descriptions of corner of regulator of opening of throttle and inflexibility of spring is certain.

Key words: flow regulator, dynamic characteristics, step signal, rectangular signal, throttle, spool, time characteristics.