

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СТАБИЛИЗАТОРОВ РАСХОДА В СИСТЕМАХ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ

М.Ю. Иванов<sup>1,2</sup>

ivanovm.fn11@yandex.ru

А.Е. Новиков<sup>1</sup>

novikov\_58@list.ru

Г.Ф. Реш<sup>1,2</sup>

gresh1705@yandex.ru

<sup>1</sup> АО «ВПК «НПО машиностроения», г. Реутов, Московская обл.,  
Российская Федерация

<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

При решении задач синхронизации движения исполнительных органов технических систем применяются гидравлические методы, в основу которых заложено использование стабилизаторов расхода, поддерживающих постоянную скорость движения исполнительных органов при воздействии на них различных динамических нагрузок. Рассмотрены вопросы, связанные с конструкцией, особенностями проектирования и численного моделирования стабилизатора расхода, с обеспечением заданного значения объемного расхода рабочей жидкости в широком диапазоне перепадов давления, который определяется разбросом нагрузок на исполнительные органы. Представлены результаты компьютерного моделирования физических процессов в стабилизаторе расхода, экспериментального определения с использованием математических моделей значений гидродинамической силы, влияющей на точность поддержания расхода, получения аналитического выражения для коэффициента осевой составляющей гидродинамической силы и построения статических характеристик стабилизатора расхода

### Ключевые слова

*Система синхронизации движения, стабилизатор расхода, золотниковая пара, гидродинамическая сила, математическое моделирование, универсальный проливочный стенд, статическая характеристика*

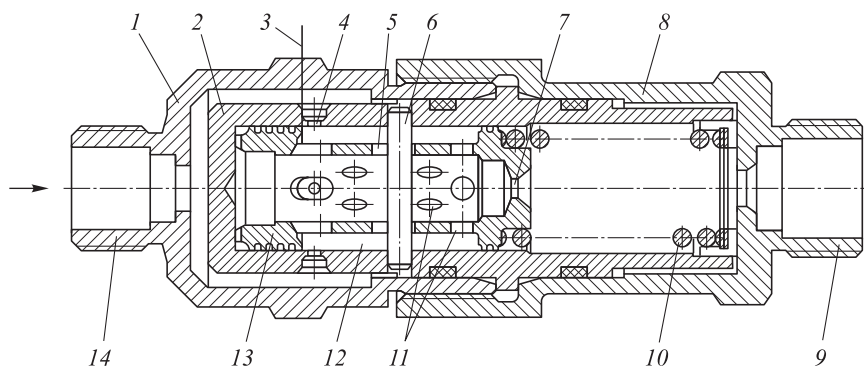
Поступила в редакцию 02.08.2016  
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

---

**Введение.** В промышленных установках, в том числе на летательных аппаратах, широко применяются системы гидравлической синхронизации движения исполнительных органов (ИО), испытывающих воздействие различных по модулю знакопеременных нагрузок. Синхронизация или сохранение группой ИО скорости движения в заданных пределах при различных нагрузках достигается использованием регуляторов — стабилизаторов расхода (СР) рабочей жидкости (РЖ), функционирующих в широком диапазоне перепадов давлений, определяемом разбросом нагрузок на ИО [1–6]. Стабильность расхода зависит от конструкции проточной части СР и от неуравновешенной гидродинамической силы, создаваем-

мой струей РЖ, протекающей через регулируемую золотниковую пару «окно СР–золотниковая кромка» [4, 7–9]. Известно, что гидродинамическая сила зависит от перепада давления на регулирующей золотниковой паре, влияет на перемещение золотника, является основной причиной возникновения статизма расходно-перепадной (статической) характеристики и, следовательно, увеличения рассогласования в скорости движения ИО для рассматриваемых систем. Определение гидродинамической силы расчетным путем на ранних стадиях проектирования связано с трудностями математического моделирования процесса течения РЖ во внутренней полости СР [10, 11]. Соответствующие аналитические зависимости получены только для конкретных вариантов конструкции регулирующих золотниковых пар и не применимы для других вариантов. Поэтому для определения гидродинамической силы принято использовать результаты гидравлических испытаний, по которым необходимо верифицировать математические модели СР. В настоящей статье обсуждаются особенности проектирования СР для систем синхронизации ИО: формирование облика СР, численное моделирование его рабочих процессов, экспериментальное определение статических характеристик и гидродинамической силы, конструктивные решения по разгрузке золотника от воздействия неуравновешенных сил.

**Формирование облика СР.** В качестве объекта исследования использовался экспериментальный СР, конструктивная схема которого представлена на рис. 1 [12].



**Рис. 1.** Конструктивная схема СР:

1 — разъемный корпус (деталь 1); 2 — гильза; 3 — острая кромка золотника; 4 — окна; 5 — пазы; 6 — стержень; 7 — калиброванный дроссель; 8 — разъемный корпус (деталь 2); 9 — штуцер выхода; 10 — пружина; 11 — отверстия круглого сечения; 12 — кольцевой канал; 13 — золотник; 14 — штуцер входа

Стабилизатор расхода РЖ работает следующим образом. Устройство имеет два последовательно расположенных дросселирующих сечения, из которых первое сечение (калиброванное 7) является нерегулируемым. Золотниковая пара, окна 4 гильзы 2 и острая кромка 3 золотника 13, является вторым дросселирующим сечением, регулирующим расход РЖ в зависимости от перепада дав-

ления на СР. При отсутствии гидродинамической силы и силы трения (идеальный СР) принцип функционирования СР определяется соотношением силы, создаваемой перепадом давления на калиброванном дросселе 7, и силы на золотнике 13, создаваемой пружиной 10. Если перепад давления на СР повышается, то расход РЖ через него отклоняется от настроечного значения (расход увеличивается), и, следовательно, увеличиваются перепады давлений на калиброванном дросселе 7 и золотнике 13. Вследствие этого золотник 13 перемещается, сжимая пружину 10 и перекрывая острой кромкой 3 окна 4, уменьшая их проходное сечение, при этом расход РЖ снижается до настроечного значения. При снижении перепада давления СР восстанавливает настроечное значение расхода РЖ в соответствии с принципом действия, приведенным ранее.

**Математическая модель СР.** Выполнено компьютерное моделирование физических процессов в СР, обобщенная одномерная нестационарная математическая модель которых включает в себя следующие уравнения.

Уравнение движения золотника СР

$$\frac{dv_x}{dt} = -2nv_x - k^2x + \frac{(p_5 - p_3)S_{\text{раб}} - F_0 + R_x}{M_{\text{экв}}}, \quad (1)$$

где  $v_x$  — проекция вектора скорости золотника на ось симметрии СР;  $t$  — время;  $n = k_{\text{в.тр}}^{\text{СР}} / (2M_{\text{экв}})$  — коэффициент затухания ( $k_{\text{в.тр}}^{\text{СР}}$  — коэффициент вязкого трения;  $M_{\text{экв}} = M_3 + \frac{M_{\text{пр}}}{3} + \sum_{k=1}^N (F_{\text{эф}} / F_{\text{жк}})^2 M_{\text{жк}}$  — эквивалентная масса золотника,  $M_3$  — масса золотника,  $M_{\text{пр}}$  — масса пружины,  $F_{\text{эф}}$  — эффективная площадь золотника,  $M_{\text{жк}}$  — присоединенные массы РЖ в каналах и полостях СР, примыкающих к золотнику, с площадями  $F_{\text{жк}}$ ;  $k = \sqrt{k_{\text{пр}} / M_{\text{экв}}}$  — круговая частота собственных колебаний золотника ( $k_{\text{пр}}$  — жесткость пружины);  $x$  — смещение золотника относительно положения равновесия,  $dx / dt = v_x$ ;  $p_5$  — давление РЖ во внутренней полости золотника;  $p_3$  — давление РЖ в пружинной полости;  $S_{\text{раб}} = \pi / 4 (d_3^2 - d_{\text{калиб.др}}^2)$  — площадь рабочей поверхности золотника ( $d_3$  — внешний диаметр золотника,  $d_{\text{калиб.др}}$  — диаметр калиброванного дросселя золотника);  $F_0$  — сила начального поджатия пружины, определяемая геометрическими параметрами СР;

$$R_x = C(x)n_{\text{др}}S_{\text{кр}}(x)(p_1 - p_2) \quad (2)$$

— осевая составляющая гидродинамической силы [11] ( $C$  — эмпирический коэффициент гидродинамической силы;  $n_{\text{др}}$  — число золотниковых окон в гильзе;  $S_{\text{кр}}(x) = 2\delta_{\text{з.кр}}\sqrt{x(d_1 - x)}$  — площадь рабочей дросселирующей кромки золотника,  $\delta_{\text{з.кр}}$  — толщина золотниковой кромки,  $d_1$  — диаметр золотникового окна);  $p_1$  — давление РЖ на входе СР;  $p_2$  — давление РЖ в кольцевом канале СР.

Уравнение динамики РЖ в кольцевом канале СР

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{c_{РЖ}^2}{V_{к.к}} (G_1 + G_2), \quad (3)$$

где  $c_{РЖ}$  — скорость звука в РЖ;  $V_{к.к}$  — объем кольцевого канала;  $G_1 = \text{sgn}(p_1 - p_2) \mu_1 f_1 \sqrt{2\rho_1 |p_1 - p_2|}$  ( $\mu_1, f_1$  — коэффициент расхода и суммарная площадь золотниковых окон гильзы,  $f_1 = \frac{n_{др}}{4} d_1^2 \arccos\left(\frac{2x}{d_1} - 1\right)$  для  $x \in [0; d_1]$ );  $G_2 = \text{sgn}(p_2 - p_5) \mu_2 f_2 \sqrt{2\rho_2 |p_2 - p_5|}$  ( $\mu_2, f_2$  — коэффициент расхода и суммарная площадь отверстий перфорированной цилиндрической поверхности золотника).

Уравнение динамики РЖ во внутренней полости золотника

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{c_{РЖ}^2}{V_{в.п.3}} (-\rho_5 S_\Gamma v_x + G_2 + G_3), \quad (4)$$

$V_{в.п.3}$  — объем внутренней полости золотника,  $V_{в.п.3} = V_{в.п.3}^0 + S_\Gamma x$  ( $V_{в.п.3}^0$  — начальное значение объема  $V_{в.п.3}$ ,  $S_\Gamma = \pi / 4 d_3^2$  — площадь внутреннего поперечного сечения гильзы);  $G_3 = \text{sgn}(p_5 - p_3) \mu_3 f_3 \sqrt{2\rho_5 |p_5 - p_3|}$  ( $\mu_3, f_3$  — коэффициент расхода и площадь калиброванного дросселя золотника).

Уравнение динамики РЖ в пружинной полости СР

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{c_{РЖ}^2}{V_{п.п}} (\rho_3 S_\Gamma v_x + G_3 + G_4), \quad (5)$$

где  $V_{п.п}$  — объем пружинной полости,  $V_{п.п} = V_{п.п}^0 - S_\Gamma x$  ( $V_{п.п}^0$  — начальное значение объема  $V_{п.п}$ );  $G_4 = \text{sgn}(p_3 - p_4) \mu_4 f_4 \sqrt{2\rho_3 |p_3 - p_4|}$  ( $\text{sgn}(p_i - p_j) = \begin{cases} 1, & \text{если } p_i \geq p_j, \\ -1, & \text{если } p_i < p_j, \end{cases}$   $i \in \mathbb{N}_5 \setminus \{4\}; j \in \mathbb{N}_5 \setminus \{1\}$ ;  $\mu_4, f_4 = \pi / 4 d_4^2$  — коэффициент расхода и площадь отверстия штуцера выхода СР).

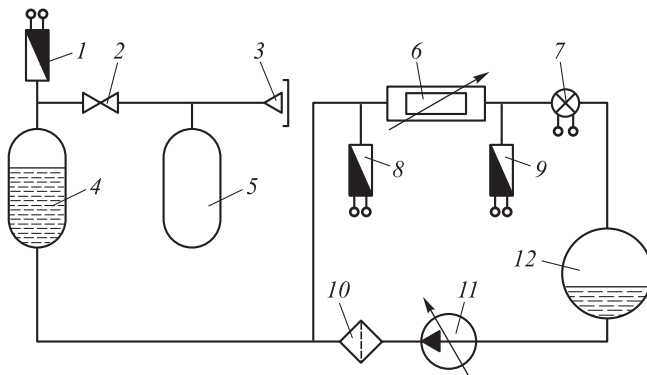
В приведенных уравнениях параметр  $G_i$  — массовый расход РЖ через  $i$ -е дросселирующее сечение ( $i \in \mathbb{N}_4$ );  $\rho_i = \rho_i^0 + (p_i - p_i^0) / c_{РЖ}^2$  — плотность РЖ при давлении  $p_i$ ;  $\rho_i^0, p_i^0$  — начальные значения плотности и давления РЖ для  $i \in \mathbb{N}_5 \setminus \{4\}$ .

Для численного решения системы дифференциальных уравнений (1)–(5) использована конечно-разностная схема Гира [13] (с учетом начальных условий на механические и гидравлические параметры СР).

**Методика определения статических характеристик.** Функционирование СР в составе системы синхронизации движения ИО происходит в условиях динамического (ударного) воздействия на него со стороны РЖ. Гидродинамическая сила, действующая на золотник и вызывающая статизм расходно-перепадной характеристики, возникает при обтекании его поверхности в процессе высокоскоростного движения РЖ во внутренних полостях СР. Для учета

влияния этих факторов статическая характеристика СР формируется по результатам измерения его динамических параметров (перепада давления и объемного расхода РЖ) и результатам вычислительных экспериментов. Учитывая широкий диапазон изменения перепадов давления на СР и необходимость обеспечения заданной точности их определения, при проведении динамических испытаний этот диапазон разбивали на отдельные участки, для которых подбирали датчики давления с такими пределами измерений, которые обеспечат требуемую точность измеряемого параметра.

**Экспериментальный стенд.** Для получения экспериментальных динамических характеристик разработан универсальный проливочный стенд с вытеснительной системой подачи РЖ, позволяющий воспроизводить широкий диапазон динамических перепадов давлений на СР (от 0,5 до 40 МПа) и имитирующий условия его эксплуатации в составе системы синхронизации ИО. Принципиальная схема стенда приведена на рис. 2.



**Рис. 2.** Схема стенда для проливочных испытаний СР:

1, 8 — датчики давления ТМД-250 и ТМД-600; 2 — электропневмоклапан; 3 — зарядный штуцер; 4 — емкость; 5 — баллон; 6 — СР; 7 — блок датчиков расхода (ТПР-13); 9 — датчик давления ТМД-25; 10 — фильтр; 11 — гидравлический насос; 12 — сливная емкость

В качестве РЖ использовалось масло АМГ-10 ГОСТ 6794–75. Испытания проводились в несколько этапов при различных давлениях в емкости 4, которые задавались зарядкой баллона 5, в диапазоне перепадов давлений на СР от 2 до 35 МПа. Для обеспечения точности определения давлений газовой и жидкой фаз при смене диапазона измерений выполнялась замена датчиков давления. Стенд функционировал следующим образом. С помощью системы управления открывался электропневмоклапан 2 и РЖ из емкости 4 вытеснялась в сливную емкость 12 через СР 6. Система измерений регистрировала на перепад давления на СР с помощью датчиков давления 8, 9 и объемный расход РЖ с помощью блока датчиков расхода 7.

**Результаты исследований.** Типовые динамические характеристики, изменение перепада давления на СР и объемного расхода РЖ от времени, приведены на рис. 3.

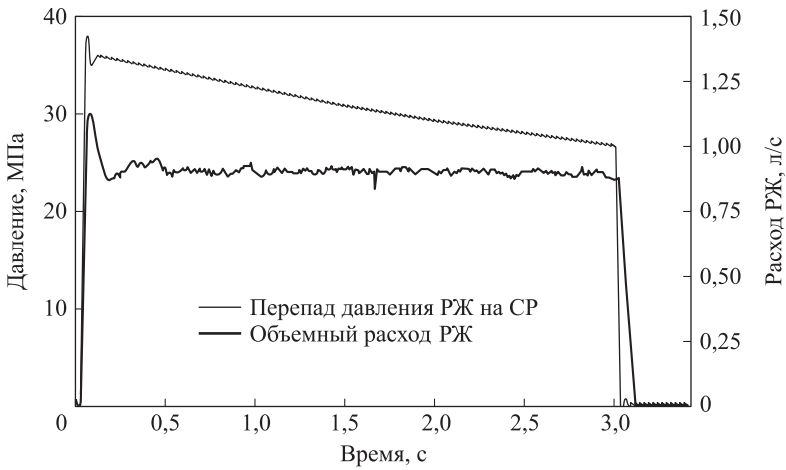


Рис. 3. Типовые динамические процессы

Экспериментальная статическая характеристика СР, сформированная на основе динамических характеристик, представлена на рис. 4 (кривая 1). Кривая 2 — теоретическая расходно-перепадная характеристика, вычисленная в процессе предварительной проработки конструкции СР с использованием формулы для осевой составляющей гидродинамической силы (2), в которой коэффициент  $C$  выбран согласно рекомендациям [4, 11] для наиболее близкой конструкции регулирующей золотниковой пары.

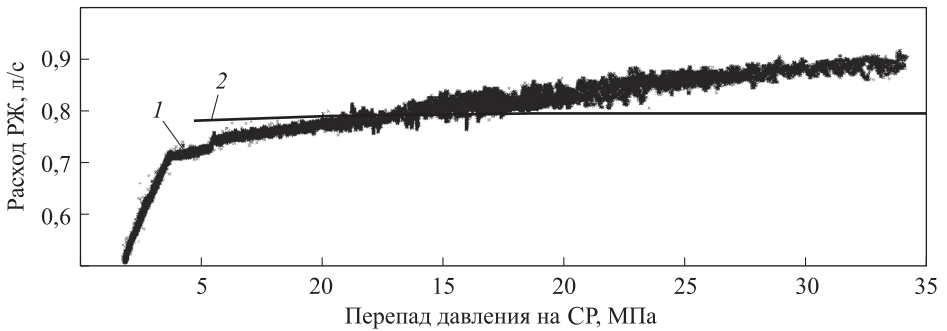
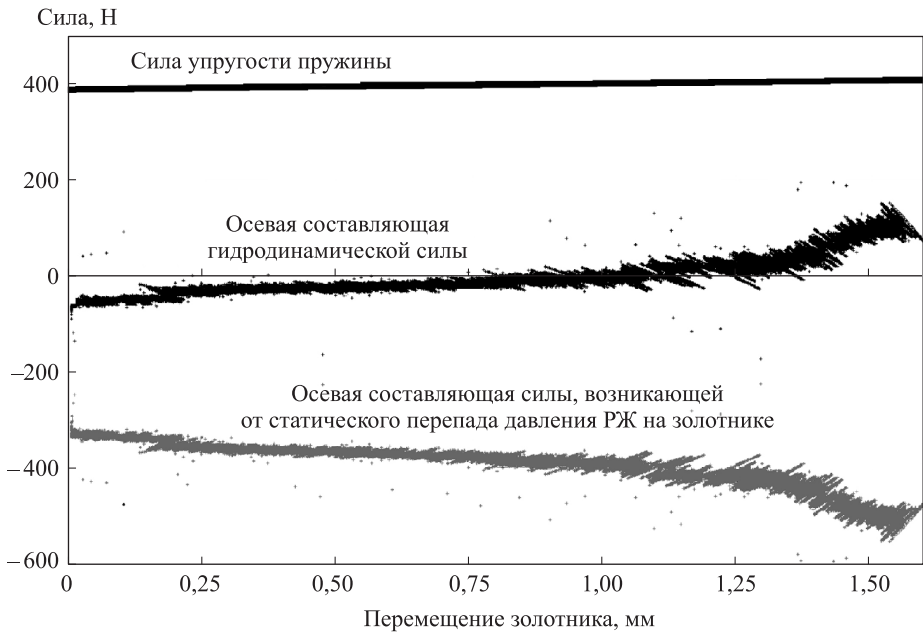


Рис. 4. Статические характеристики

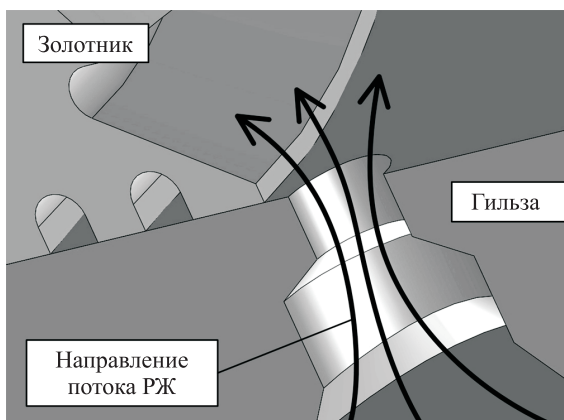
Различие теоретической и экспериментальной статических характеристик подтверждает некорректность использования существующих рекомендаций для расчета гидродинамической силы при создании новых типов регулирующих золотниковых пар.

На кривой 1 наблюдается наличие положительного статизма, что свидетельствует о влиянии осевой составляющей гидродинамической силы на движение золотника. На рис. 5 показан график изменения проекции этой силы на ось симметрии СР в зависимости от перемещения  $x$  золотника, полученный в результате математической обработки экспериментальных данных с использованием стационарной математической модели СР, следующей из уравнений (1)–(5).



**Рис. 5.** Соотношение осевых проекций сил на золотнике СР (перемещение  $x$  золотника получено обработкой экспериментальных динамических характеристик)

Как следует из рис. 5, осевая составляющая гидродинамической силы возникает с началом движения золотника, возрастает при уменьшении площадей регулируемых дросселирующих сечений, меняет знак (препятствует или помогает движению золотника) и не превышает 30 % силы упругости пружины, что определяет изменение расхода РЖ в пределах 10 % номинального значения. Полученные результаты имеют место для золотниковой пары круглое отверстие–золотниковая кромка в форме обратного ножа и направления движения РЖ, представленного на рис. 6.



**Рис. 6.** Сечение плоскостью симметрии регулирующей золотниковой пары круглое отверстие–золотниковая кромка в форме обратного ножа

По результатам натурных испытаний СР для рассматриваемого типа регулирующей золотниковой пары получена аналитическая формула, определяющая изменение эмпирического коэффициента  $C$  в зависимости от перемещения золотника  $x$ , которая может быть использована на этапах начального проектирования СР (диаметр регулируемого дросселирующего сечения  $d_1$  и перемещение золотника  $x$  от положения равновесия задаются в миллиметрах).

$$C(x) = \begin{cases} C_1(x) = \frac{572,151}{182,068x + 2,2278} \text{ при } 0 \leq x < \frac{d_1}{10}; \\ C_2(x) = C_1(x) - 3 \text{ при } \frac{d_1}{10} < x < \frac{d_1}{2}; \\ C_3(x) = 4(1-x) \text{ при } \frac{d_1}{2} < x \leq d_1; \\ 0,5 \lim_{\varepsilon_1 \rightarrow 0} (C_1(x - \varepsilon_1) + C_2(x + \varepsilon_1)) \text{ при } x = \frac{d_1}{10}, \varepsilon_1 > 0; \\ 0,5 \lim_{\varepsilon_2 \rightarrow 0} (C_2(x - \varepsilon_2) + C_3(x + \varepsilon_2)) \text{ при } x = \frac{d_1}{2}, \varepsilon_2 > 0. \end{cases} \quad (6)$$

В связи с этим представляет интерес применение при проектировании СР современных САЕ-систем инженерного анализа и методов суперкомпьютерного моделирования, решающих задачу нестационарной внутренней гидродинамики стабилизаторов в трехмерной постановке в областях с подвижными границами и поддерживающих параметрические 3D-модели, которые можно использовать на начальном этапе проектирования для коррекции разрабатываемой конструкции. Положительные результаты работ, проведенных в этом направлении, опубликованы в статьях [14–16].

Следует отметить, что гидродинамическая сила, воздействующая на золотник, имеет осевую и радиальную составляющие. Из опыта проектирования следует, что для рассматриваемой конструкции СР осевая составляющая может быть минимизирована, а радиальная — скомпенсирована путем разгрузки золотника от влияния силовых факторов, возникающих от высокоскоростного потока РЖ. В результате экспериментальных исследований СР установлено, что при выполнении соотношения

$$\begin{cases} 0,15 < \sum_{i=1}^N S_{\text{отв}}^i / S_{\text{пов}} < 0,22; \\ 6 < l/h < 9, \end{cases}$$

где  $S_{\text{отв}}^i$ ,  $N$  — площадь  $i$ -го отверстия и число отверстий перфорированной цилиндрической поверхности золотника;  $S_{\text{пов}}$  — площадь указанной поверхности золотника без учета отверстий;  $l$  — длина кольцевого канала;  $h$  — зазор между гильзой и золотником в кольцевом канале, обеспечивается динамическая разгрузка золотника от влияния радиальной составляющей гидродинамической силы.



**Выводы.** Показаны особенности проектирования СР как элемента системы синхронизации движения исполнительных органов, сохраняющего значение основного параметра в расширенном диапазоне перепадов давления. На примере конструктивного решения СР, защищенного патентом на изобретение, предложена методика определения статической характеристики через динамические параметры. Разработана одномерная нестационарная математическая модель рабочих процессов СР, верифицированная по результатам опытных данных. Приведены результаты экспериментальных исследований, позволившие минимизировать осевую составляющую и компенсировать радиальную составляющую гидродинамической силы, а также получить эмпирическое аналитическое выражение для коэффициента осевой составляющей гидродинамической силы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Литвин-Седой М.З. Гидравлический привод в системах автоматики. М.: Машгиз, 1956. 312 с.
2. Крассов И.М. Гидравлические элементы в системах управления. М.: Машиностроение, 1967. 256 с.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
4. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1974. 396 с.
5. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
6. Стабилизаторы расхода для синхронизации перемещения исполнительных органов систем летательных аппаратов / Г.А. Копков, А.П. Кучин, А.Е. Новиков, М.Ю. Иванов, Г.Ф. Реш, Д.С. Антонов // Научно-технический юбилейный сборник АО «КБ химавтоматики». Воронеж. 2012. Т. 1. С. 219–223.
7. Шевяков А.А., Калнин В.М., Науменкова Н.В., Дятлов В.Г. Теория автоматического управления ракетными двигателями. М.: Машиностроение, 1978. 288 с.
8. Терехов Н.Т. Создание и совершенствование агрегатов регулирования // Научно-технический юбилейный сборник АО «КБ химавтоматики». Воронеж. 2001. С. 397–409.
9. Кащук А.С., Терехов Н.Т. Регулятор расхода. Патент 2142156 РФ. Заявл. 20.05.1998; опубл. 27.11.1999.
10. Беляев Е.Н., Чванов В.К., Черваков В.В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей / под ред. В.К. Чванова. М.: Изд-во МАИ, 1999. 228 с.
11. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей / Е.В. Лебединский, С.В. Мосолов, Г.П. Калмыков, Е.С. Зенин, В.И. Тарарышкин, В.А. Федотчев. М.: Машиностроение, 2009. 376 с.
12. Регулятор расхода. Патент 2548613 РФ / А.А. Дергачев, М.Ю. Иванов, Г.А. Копков, А.П. Кучин, А.Е. Новиков, Г.Ф. Реш, В.Г. Синявин. Заявл. 29.01.2014; опубл. 20.04.2015. 7 с.
13. Gear C.W. Numerical initial value problems in ordinary differential equations. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, Inc. 1971. 253 p.

14. Пузанов А.В., Холкин И.Н. Расходно-перепадные характеристики золотниковых распределителей и характеристики сил // ОАО «СКБ ПА»: веб-сайт компании.

URL: <http://www.oao-skbpa.ru/pdf/2000%20GPA-25.pdf> (дата обращения: 30.07.2016).

15. Салман М.И., Попов Д.Н. Компьютерное исследование и расчет гидродинамических нагрузок на золотник // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 10. С. 79–92. DOI: 10.7463/1112.0491484 URL: <http://technomag.neicon.ru/doc/491484.html>

16. Салман М.И., Попов Д.Н. Уравновешивание гидродинамических сил путем профилирования поверхности золотника // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 11. С. 33–54. DOI: 10.7463/1112.0491484

URL: <http://technomag.neicon.ru/doc/491497.html>

**Иванов Михаил Юрьевич** — канд. физ.-мат. наук, старший научный сотрудник комплексного конструкторского отдела силовых установок АО «ВПК «НПО машиностроения» (Российская Федерация, 143966, г. Реутов, Московская обл., ул. Гагарина, д. 33), доцент кафедры «Вычислительная математика и математическая физика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5).

**Новиков Андрей Евгеньевич** — канд. техн. наук, заместитель начальника Центрального конструкторского бюро машиностроения, начальник отделения АО «ВПК «НПО машиностроения» (Российская Федерация, 143966, г. Реутов, Московская обл., ул. Гагарина, д. 33).

**Реш Георгий Фридрихович** — канд. техн. наук, первый заместитель начальника отделения АО «ВПК «НПО машиностроения» (Российская Федерация, 143966, г. Реутов, Московская обл., ул. Гагарина, д. 33), доцент кафедры «Аэрокосмические системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5).

#### **Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Иванов М.Ю., Новиков А.Е., Реш Г.Ф. Особенности проектирования и численного моделирования стабилизаторов расхода в системах синхронизации движения исполнительных органов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. № 2. С. 54–65. DOI: 10:18698/0236-3941-2017-2-54-65

## **FEATURES OF DESIGNING AND NUMERICAL SIMULATION OF FLOW STABILIZERS IN ACTUATOR LINE SYNCHRONIZATION SYSTEMS**

**M.Yu. Ivanov<sup>1,2</sup>**

[ivanovm.fn11@yandex.ru](mailto:ivanovm.fn11@yandex.ru)

**A.E. Novikov<sup>1</sup>**

[novikov\\_58@list.ru](mailto:novikov_58@list.ru)

**G.F. Resh<sup>1,2</sup>**

[gresh1705@yandex.ru](mailto:gresh1705@yandex.ru)

<sup>1</sup> JSC Military Industrial Corporation NPO Mashinostroyenia, Reutov, Moscow Region, Russian Federation

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

**Abstract**

In solving problems of actuator line synchronization in technical systems, hydraulic techniques are used. These methods involve the use of flow stabilizers maintaining the constant velocity of actuators, when exposed to various dynamic loads. The study examines the problems associated with the design, special features of designing and numerical simulation of the flow stabilizer, ensuring the setpoint of the volume flow rate of the working fluid over a wide differential pressure range, which is determined by the load spread to the actuators. The paper shows the results of computer simulation of physical processes in the flow stabilizer. We used mathematical models to experimentally determine the values of hydrodynamic force, affecting the flow accuracy. Finally, we obtained an analytical expression for the hydrodynamic force axial component coefficient and built a static flow stabilizer characteristic

**Keywords**

*Line synchronizing system, flow stabilizer, spool-and-sleeve, hydrodynamic force, mathematical modeling, universal testbed for flow stabilizer testing, static characteristic*

**REFERENCES**

- [1] Litvin-Sedoy M.Z. *Gidravlicheskiy privod v sistemakh avtomatiki* [Hydraulic drive in automation system]. Moscow, Mashgiz Publ., 1956. 312 p.
- [2] Krassov I.M. *Gidravlicheskie elementy v sistemakh upravleniya* [Hydraulic elements in operating systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 256 p.
- [3] Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Machine-building hydraulics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 672 p.
- [4] Glikman B.F. *Avtomaticheskoe regulirovanie zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Automatic regulation of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie, Publ., 1974. 396 p.
- [5] Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Full hydraulic and pneumatic drive]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002. 320 p.
- [6] Kopkov G.A., Kuchin A.P., Novikov A.E., Ivanov M.Yu., Resh G.F., Antonov D.S. *Stabilizatory raskhoda dlya sinkhronizatsii peremeshcheniya ispolnitel'nykh organov sistem letatel'nykh apparatov* [Consumption stabilizer for movement synchronization of aircraft actuating devices systems]. *Nauchno-tekhnicheskii yubileyyny sbornik AO "KB khimavtomatiki" T.1* [Sci.-tech. jubilee issue of AO "KB khimavtomatiki". Vol. 1]. Voronezh, 2012, pp. 219–223.
- [7] Shevyakov A.A., Kalnin V.M., Naumenkova N.V., Dyatlov V.G. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya raketnymi dvigatelyami* [Automatic control theory of rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Pub., 1978. 288 p.
- [8] Terekhov N.T. *Sozdanie i sovershenstvovanie agregatov regulirovaniya* [Creation and refinement of regulator assemblies]. *Nauchno-tekhnicheskii yubileyyny sbornik AO "KB khimavtomatiki"* [Sci.-tech. jubilee issue of AO "KB khimavtomatiki"]. Voronezh, 2001, pp. 397–409.
- [9] Kashchuk A.S., Terekhov N.T. *Regulyator raskhoda* [Flow control regulator]. Patent 2142156 RF. Publ. 27.11.1999.
- [10] Belyaev E.N., Chvanov V.K., Chervakov V.V. *Matematicheskoe modelirovanie rabocheho protsessa zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Mathematical simulation of liquid rocket engine working process]. Moscow, MAI Publ., 1999. 228 p.

[11] Lebedinskiy E.V., Mosolov S.V., Kalmykov G.P., Zenin E.S., Tararyshkin V.I., Fedotchev V.A. Komp'yuternye modeli zhidkostnykh raketnykh dvigateley [Computer models of liquid rocket engine]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 376 p.

[12] Dergachev A.A., Ivanov M.Yu., Kopkov G.A., Kuchin A.P., Novikov A.E., Resh G.F., Sinyavin V.G. Regulyator raskhoda [Flow control regulator]. Patent 2548613 RF. Publ. 20.04.2015. 7 p.

[13] Gear C.W. Numerical initial value problems in ordinary differential equations. Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice-Hall, Inc. 1971. 253 p.

[14] Puzanov A.V., Kholkin I.N. Raskhodno-perepadnye kharakteristiki zolotnikovyykh raspredeliteliy i kharakteristiki sil [Consumption-drop characteristics of control valves and characteristics of forces]. JSC SKB PA: company website.

Available at: <http://www.oao-skbpa.ru/pdf/2000%20GPA-25.pdf> (accessed 30.07.2016).

[15] Salman M.I., Popov D.N. Computer study and calculation of hydrodynamic loads on the valve. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2012, no. 10, pp. 79–92. DOI: 10.7463/1112.0491484

Available at: <http://technomag.neicon.ru/en/doc/491484.html>

[16] Salman M.I., Popov D.N. Balancing hydrodynamic forces by shaping valve's surface. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2012, no. 11, pp. 33–54. DOI: 10.7463/1112.0491497

Available at: <http://technomag.neicon.ru/en/doc/491497.html>

**Ivanov M.Yu.** — Cand. Sc. (Phys.-Math.), Senior Research Scientist of Power Plant Construction Department, JSC Military Industrial Corporation NPO Mashinostroyeniya (ul. Gagarina 33, Reutov, Moscow Region, 143966 Russian Federation), Assoc. Professor of Computational Mathematics and Mathematical Physics Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Novikov A.E.** — Cand. Sc. (Eng.), Deputy Head of the Central Design Bureau of Mechanical Engineering, Head of Department at JSC Military Industrial Corporation NPO Mashinostroyeniya (ul. Gagarina 33, Reutov, Moscow Region, 143966 Russian Federation).

**Resh G.F.** — Cand. Sc. (Eng.), First Deputy Head of Department at JSC Military Industrial Corporation NPO Mashinostroyeniya (ul. Gagarina 33, Reutov, Moscow Region, 143966 Russian Federation), Assoc. Professor of Aerospace Systems Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Ivanov M.Yu., Novikov A.E., Resh G.F. Features of Designing and Numerical Simulation of Flow Stabilizers in Actuator Line Synchronization Systems. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostroyeniya*. [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2017, no. 2, pp. 54–65. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-2-54-65