

УДК 517.538.7:621.45.054-523.3

## ИТЕРАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ СТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ДВУХДРОССЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РУЛЕВОЙ МАШИНЫ РАКЕТНЫХ БЛОКОВ

© 2018 г. Белоногов О.Б.

Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва (РКК «Энергия»)  
Ул. Ленина, 4А, г. Королёв, Московская обл., Российская Федерация, 141070, e-mail: post@rsce.ru

*Статья содержит результаты разработки и исследования итерационных методов статического анализа двухдроссельной электрогидравлической рулевой машины, а именно — методов расчета ее статических характеристик (силовой и скоростной) с учетом параметров местных гидравлических сопротивлений, позволяющих проводить расчеты при различных значениях напряжения питания и температуры с заданной погрешностью вычислений и за минимальное время. Предлагаемые методы основаны на решении систем нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений математических моделей рулевой машины, описывающих ее статические режимы работы. В основу разработки методов статического анализа рулевой машины положены методы комплексного моделирования физических свойств рабочих жидкостей рулевых машин и гидроприводов, итерационные методы расчета параметров течений рабочей жидкости в соединительных трубопроводах, каналах, проточных элементах и клапанах, результаты исследования рабочих процессов составляющих элементов рулевой машины, а также модификация метода Зейделя для решения систем нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений. Приводятся результаты апробации разработанных итерационных методов статического анализа такой рулевой машины.*

**Ключевые слова:** статический анализ, электрогидравлическая рулевая машина, нелинейные алгебраические и трансцендентные уравнения.

## TECHNIQUES FOR ITERATIVE STATIC ANALYSIS OF A DOUBLE-ORIFICE ELECTROHYDRAULIC STEERING ACTUATOR OF ROCKET STAGES

Belonogov O.B.

S.P. Korolev Rocket and Space Public Corporation Energia (RSC Energia)  
4A Lenin str., Korolev, Moscow region, 141070, Russian Federation, e-mail: post@rsce.ru

*The paper discusses the results of development and studies of iterative techniques of static analysis of double-orifice electrohydraulic steering actuator, namely, techniques for analyzing its static (force and velocity) characteristics taking into account parameters of local hydraulic resistances, allowing performing calculations at various supply voltages and temperatures to within a specified computational error and for a minimal amount of time. The proposed techniques are based on solving systems of non-linear algebraic and transcendental equations of math models of the steering actuator describing its static operational modes. Taken as a basis for development of techniques for static analysis of the steering actuator are methods of integrated simulation of physical properties of working fluids of steering actuators and hydraulic drives, iterative methods for calculating parameters of working fluids flow in connecting lines, channels, flow-through elements and valves, results of studies of operating processes for steering actuator constituent elements, as well as a modification of the Seidel method for solving a system of non-linear algebraic and transcendental equations. The paper provides the results of testing the developed static analysis iterative techniques of such steering actuator.*

**Key words:** static analysis, electrohydraulic steering actuator, non-linear algebraic and transcendent equations.



БЕЛОНОГОВ О.Б.

БЕЛОНОГОВ Олег Борисович — кандидат технических наук, начальник сектора РКК «Энергия», e-mail: [post@rsce.ru](mailto:post@rsce.ru)

BELONOGOV Oleg Borisovich — Candidate of Science (Engineering), Head of Subdepartment at RSC Energia, e-mail: [post@rsce.ru](mailto:post@rsce.ru)

## Введение

Рациональный выбор значений параметров электрогидравлических рулевых машин (РМ) [1, 2], получивших широкое распространение в системах управления космических блоков, может быть достигнут путем параметрической оптимизации, одним из этапов которой является проведение статического анализа.

Составляющими элементами статического анализа РМ являются методы расчета ее статических характеристик, к которым относятся:

- семейство скоростных характеристик РМ, т.е. зависимостей линейных (угловых) скоростей движения выходного органа РМ от командного сигнала и суммарной преодолеваемой нагрузки;
- силовая (моментная) характеристика РМ, т.е. зависимость усилий или моментов, развиваемых выходным органом РМ, от командного сигнала.

В процессе расчетов статических характеристик вычисляются некоторые дополнительные параметры и зависимости.

Существенное влияние на статические характеристики электрогидравлических РМ оказывают:

- напряжение питания электродвигателя РМ;
- температура рабочей жидкости РМ;
- местные гидравлические сопротивления конструкции РМ и ее электрогидравлического усилителя (ЭГУ).

Учет указанных факторов при проектировании и оптимизации РМ достаточно сложен и поэтому требует разработки методов расчета статических характеристик РМ, позволяющих учитывать вышеприведенные факторы по их математическим моделям с заданной точностью и за минимальное время.

## Постановка задачи

В настоящей работе приводятся результаты разработки методов статического анализа варианта автономной однокаскадной электрогидравлической рулевой машины с двухдрессельным ЭГУ с отрицательным перекрытием с дроссельными окнами сегментной формы.

Расчетная схема принятого к рассмотрению варианта РМ представлена на рис. 1, а расчетная схема ее двухдрессельного ЭГУ — на рис. 2.

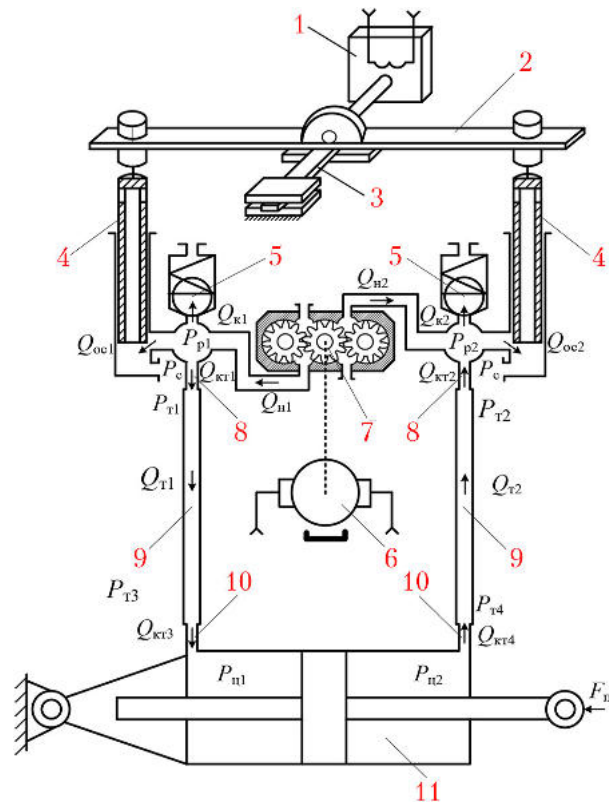


Рис. 1. Схема рулевой машины: 1 — поляризованное реле (электромеханический преобразователь); 2 — коромысло; 3 — плоская нагрузочная пружина; 4 — золотниковый плунжер; 5 — предохранительный клапан; 6 — электродвигатель; 7 — трехшестеренный насос; 8 — входной канал трубопровода; 9 — трубопровод; 10 — выходной канал трубопровода; 11 — силовой гидроцилиндр

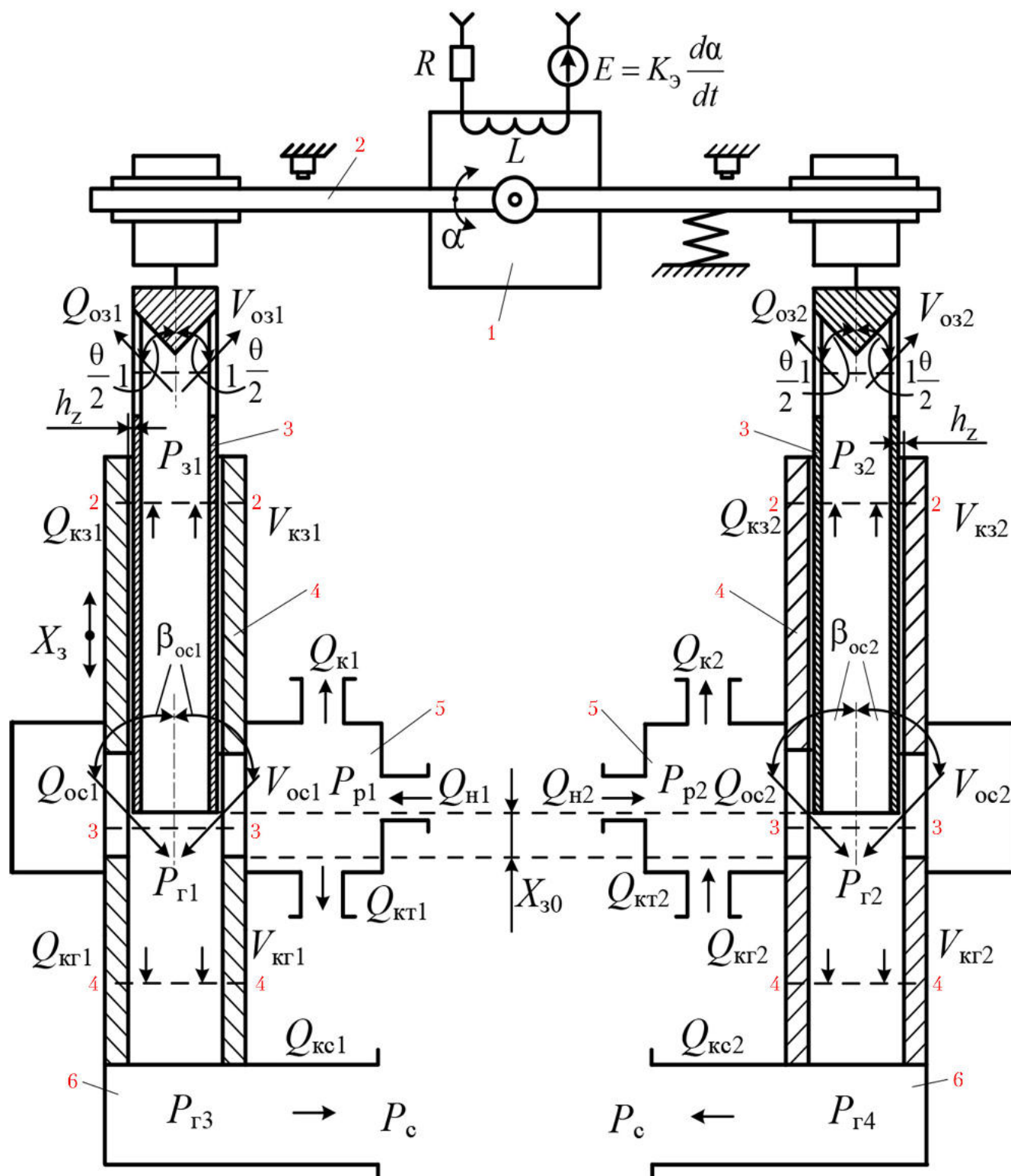


Рис. 2. Схема электрогидравлического усилителя (ЭГУ) рулевой машины: 1 – поляризованное реле (электрохимический преобразователь); 2 – коромысло; 3 – золотниковый плунжер; 4 – вращающаяся ось насоса; 5 – рабочая полость ЭГУ; 6 – канал слива

В основу разработки математических моделей статических режимов работы РМ и методов расчета ее статических характеристик были положены:

- методы комплексного моделирования физических свойств рабочих жидкостей, изложенные в работе [3];
- итерационные методы расчета параметров течений рабочей жидкости в каналах,

соединительных трубопроводах, проточных элементах и клапанах, представленные в работе [4];

- модификация метода Зейделя для решения систем нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений, приведенная в работе [5];

- методы расчета статических характеристик автономных однокаскадных РМ

с двухдроссельным ЭГУ с отрицательным перекрытием, изложенные в работах [6, 7];

- методы расчета статических характеристик двухдроссельного ЭГУ с отрицательным перекрытием, изложенные в работе [8];

- результаты исследований рабочих процессов составляющих РМ, изложенные в работах [9–13].

Математические модели статических режимов работы РМ получают из дифференциальных уравнений динамических режимов работы РМ путем приравнивания к нулю их старших производных.

**Математическая модель статического режима работы и метод расчета силовой характеристики рулевой машины**

Под силовой характеристикой РМ понимается зависимость усилия, развиваемого силовым гидроцилиндром РМ, от командного тока. Силовую характеристику РМ определяют при условии предположения о заторможенном поршне силового гидроцилиндра, которое выражается соотношениями:

$$V_{п} = 0; Q_{кт1} = Q_{т1} = Q_{кт3} = Q_{кт4} = Q_{т2} = Q_{кт2} = 0;$$

$$p_{p1} = p_{т1} = p_{т3} = p_{ц1}; p_{p2} = p_{т2} = p_{т4} = p_{ц2},$$

где  $p_{p1}, p_{p2}$  — давления в рабочих полостях ЭГУ РМ;  $Q_{кт1} - Q_{кт4}$ ;  $Q_{т1}, Q_{т2}$  — расходы через каналы и трубопроводы.

Математическая модель статического режима работы для расчета силовой характеристики включает:

- уравнение линейного перемещения золотникового плунжера [8]

$$X_3 = a_1 I_k - a_2 - a_3 F_r, \tag{1}$$

где  $X_3$  — перемещение золотникового плунжера;  $F_r$  — гидравлическая сила, действующая на золотниковые плунжеры;  $a_1...a_3$  — постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_1 = (K_{Mi} R_\alpha) / K_{МП}$ ;  $a_2 = (M_{стд} R_\alpha) / K_{МП}$ ;  $a_3 = R_\alpha^2 / K_{МП}$ , здесь  $K_{Mi}$  — коэффициент моментной характеристики электромеханического преобразователя (ЭМП);  $M_{стд}$  — момент сухого трения движения, приведенный к валу ЭМП;  $K_{МП}$  — коэффициент позиционного момента от плоской нагрузочной пружины;  $R_\alpha$  — плечо коромысла.

На перемещение золотникового плунжера накладываем ограничение [8]

$$|X_3| \leq X_3^{\max}, \tag{2}$$

где  $X_3^{\max}$  — максимальное перемещение золотникового плунжера.

- уравнения, определяющие угловую скорость вращения вала электродвигателя (вала насоса) и потребляемый электродвигателем ток [8]

$$\omega = \frac{K_1 - K_2 K_3 - K_2 K_5 (p_{p1} + p_{p2})}{[1 + K_2 K_4 (\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})]}; \tag{3}$$

$$I_3 = \frac{K_3 + K_1 K_4 (\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c}) \omega + K_5 (p_{p1} + p_{p2})}{[1 + K_2 K_4 (\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})]}, \tag{4}$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения вала электродвигателя;  $I_3$  — потребляемый электродвигателем ток;  $K_1...K_8$  — здесь и далее постоянные коэффициенты, определяемые как  $K_1 = U_3 / K_{э3}$ ;  $K_2 = R_3 / K_{э3}$ ;  $K_3 = (M_{стэ} + M_{стн}) / K_{мэ}$ ;  $K_4 = [C_{ж} b m^2 (z + 1)] / (2 K_{мэ})$ ;  $K_5 = [(C_f + 1) b m^2 (z + 1)] / K_{мэ}$ ;  $K_6 = b m^2 (z + 1) - C_n$ ;  $K_7 = C_p b m^2 (z + 1)$ ;  $K_8 = n_o \sqrt{2}$ ,

где  $U_3$  — напряжение питания электродвигателя;  $R_3$  — активное сопротивление якорной цепи электродвигателя, определяемое как  $R_3 = R_3^0 + K_t t$ , здесь  $R_3^0$  — значение активного сопротивления якорной цепи при 20 °С;  $K_t$  — температурный коэффициент;  $t$  — температура, °С;  $K_{э3}$  — коэффициент электромагнитной скоростной связи электродвигателя;  $K_{мэ}$  — коэффициент моментной характеристики электродвигателя;  $M_{стэ}$  — момент сухого трения движения в электродвигателе;  $M_{стн}$  — момент сухого трения движения в насосе;  $C_{ж}$  — коэффициент жидкостного вязкого трения;  $C_f$  — коэффициент сухого трения, обусловленного давлением рабочей жидкости;  $b$  — ширина зубчатого венца шестерни насоса;  $m$  — модуль зацепления;  $z$  — количество зубьев шестерни насоса;  $C_n$  — коэффициент утечек, зависящих от скорости вращения вала насоса;  $C_p$  — коэффициент утечек, зависящих от перепада давления;  $\rho_{p1.c}, \rho_{p2.c}$  — средние значения плотности рабочей жидкости в зазорах предохранительных клапанов;  $v_{p1.c}, v_{p2.c}$  — средние значения кинематической вязкости рабочей жидкости в зазорах предохранительных клапанов;

- уравнения давлений в рабочих полостях ЭГУ [8]

$$p_{p1} = a_4 - p_{p2} - a_5 [1 + a_6 (\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] \times (\rho_{p1.c} v_{p1.c})^{-1} p_{p1}^2 - a_7 [1 + a_6 (\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] \times \mu_{oc1} S_{oc1} \sqrt{1/\rho_{p1.r1}} \sqrt{|p_{p1} - p_{r1}|} \text{sign}(p_{p1} - p_{r1}) - a_8 [1 + a_6 (\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] Q_{к1}; \tag{5}$$

$$p_{p2} = a_4 - p_{p1} - a_5[1 + a_6(\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] \times (\rho_{p2.c} v_{p2.c})^{-1} p_{p2}^2 - a_7[1 + a_6(\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] \times \mu_{oc2} S_{oc2} \sqrt{1/\rho_{p2.r2}} \sqrt{|p_{p2} - p_{r2}|} \text{sign}(p_{p2} - p_{r2}) - a_8[1 + a_6(\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] Q_{\kappa2}, \quad (6)$$

где  $p_{r1}, p_{r2}$  — давления в полостях начала каналов гильз;  $Q_{\kappa1}, Q_{\kappa2}$  — расходы рабочей жидкости через предохранительные клапаны;  $a_4 \dots a_8$  — постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_4 = (K_1 - K_2 K_3)/(K_2 K_5)$ ;  $a_5 = K_7/(K_2 K_5 K_6)$ ;  $a_6 = K_2 K_4$ ;  $a_7 = K_8/(K_2 K_5 K_6)$ ;  $a_8 = 1/(K_2 K_5 K_6)$ ;

• *уравнение гидростатической силы, действующей на золотниковые плунжеры* [8]

$$F_{rc} = a_9(p_{r1} - p_{r2}) + a_{10}(p_{s1} - p_{s2}), \quad (7)$$

где  $p_{s1}, p_{s2}$  — давления в камерах золотниковых плунжеров;  $a_9, a_{10}$  — постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_9 = S_{r1}$ ;  $a_{10} = S_{r2}$ , здесь  $S_{r1}, S_{r2}$  — площади внешней и внутренней торцевых поверхностей золотникового плунжера;

• *уравнение стационарной гидродинамической силы* [8]

$$F_{гдс} = (p_{r1} - p_{r3})/(a_{11} + a_{12} \lambda_{\kappa r1}) - (p_{r1} - p_{s1})/(a_{13} + a_{14} \lambda_{\kappa s1}) - (p_{r2} - p_{r4})/(a_{11} + a_{12} \lambda_{\kappa r2}) + (p_{r2} - p_{s2})/(a_{13} + a_{14} \lambda_{\kappa s2}) + [a_{17} \mu_{oc1}^2 (p_{s1} - p_c)]/\varepsilon_{oc1} - [a_{17} \mu_{oc2}^2 (p_{s2} - p_c)]/\varepsilon_{oc2} - [a_{18} \mu_{oc1}^2 S_{oc1} (p_{p1} - p_{r1}) \times \cos(\beta_{oc1})]/\varepsilon_{oc1} - [a_{18} \mu_{oc2}^2 S_{oc2} (p_{p2} - p_{r2}) \times \cos(\beta_{oc2})]/\varepsilon_{oc2} \quad (8)$$

где  $p_{r3}, p_{r4}$  — давления в полостях перед каналами слива;  $\lambda_{\kappa r1}, \lambda_{\kappa r2}, \lambda_{\kappa s1}, \lambda_{\kappa s2}$  — коэффициенты гидравлических потерь на трение по длине, соответственно, каналов гильз и каналов золотниковых плунжеров, определяемые в соответствии с работой [8] выражениями, которые удобно представить следующими функциональными зависимостями [4]

$$\lambda_{\kappa r1} = \lambda_{\kappa}(p_{r1}, p_{r3}, \rho_{r1.r3}, v_{r1.r3}, d_{\kappa r}, l_{\kappa r}, \eta_{\kappa r}, \xi_{\kappa r.1}, \dots, \xi_{\kappa r.n}); \quad (9)$$

$$\lambda_{\kappa r2} = \lambda_{\kappa}(p_{r2}, p_{r4}, \rho_{r2.r4}, v_{r2.r4}, d_{\kappa r}, l_{\kappa r}, \eta_{\kappa r}, \xi_{\kappa r.1}, \dots, \xi_{\kappa r.n}); \quad (10)$$

$$\lambda_{\kappa s1} = \lambda_{\kappa}(p_{r1}, p_{s1}, \rho_{r1.s1}, v_{r1.s1}, d_{\kappa s}, l_{\kappa s}, \eta_{\kappa s}, \xi_{\kappa s.1}, \dots, \xi_{\kappa s.n}); \quad (11)$$

$$\lambda_{\kappa s2} = \lambda_{\kappa}(p_{r2}, p_{s2}, \rho_{r2.s2}, v_{r2.s2}, d_{\kappa s}, l_{\kappa s}, \eta_{\kappa s}, \xi_{\kappa s.1}, \dots, \xi_{\kappa s.n}), \quad (12)$$

здесь  $\rho_{r1.r3}, \rho_{r2.r4}$  — средние значения плотностей в полостях каналов гильз;  $v_{r1.r3},$

$v_{r2.r4}$  — средние значения кинематической вязкости в полостях каналов гильз;  $\rho_{r1.s1}, \rho_{r2.s2}$  — средние значения плотностей в полостях каналов золотниковых плунжеров;  $v_{r1.s1}, v_{r2.s2}$  — средние значения кинематической вязкости в полостях каналов золотниковых плунжеров;  $\eta_{\kappa r}, \eta_{\kappa s}$  — относительные шероховатости внутренних поверхностей каналов гильз и каналов золотниковых плунжеров, соответственно;  $\xi_{\kappa r.1}, \dots, \xi_{\kappa r.n}, \xi_{\kappa s.1}, \dots, \xi_{\kappa s.n}$  — характерные изменения параметров русла каналов гильз и каналов золотниковых плунжеров;  $l_{\kappa r}, l_{\kappa s}$  — длины каналов гильз и каналов золотников, соответственно;  $d_{\kappa r}, d_{\kappa s}$  — диаметры каналов гильз и каналов золотниковых плунжеров, соответственно;  $\mu_{oc1}, \mu_{oc2}, \varepsilon_{oc1}, \varepsilon_{oc2}$  — соответственно, коэффициенты расхода отверстий в золотниковом плунжере и коэффициенты сжатия потоков в отверстиях золотниковых плунжеров, определяемые выражениями, приведенными в работе [8], которые удобно представить в виде следующих функциональных зависимостей:

$$\mu_{oc1} = \mu_{oc}(p_{s1}, p_c, \rho_{s1.c}, v_{s1.c}, S_{oc}, \Pi_{oc}); \quad (13)$$

$$\mu_{oc2} = \mu_{oc}(p_{s2}, p_c, \rho_{s2.c}, v_{s2.c}, S_{oc}, \Pi_{oc}); \quad (14)$$

$$\varepsilon_{oc1} = \varepsilon_{oc}(p_{s1}, p_c, \rho_{s1.c}, v_{s1.c}, S_{oc}, \Pi_{oc}); \quad (15)$$

$$\varepsilon_{oc2} = \varepsilon_{oc}(p_{s2}, p_c, \rho_{s2.c}, v_{s2.c}, S_{oc}, \Pi_{oc}), \quad (16)$$

здесь  $\rho_{s1.c}, \rho_{s2.c}$  — средние значения плотности рабочей жидкости в отверстиях золотниковых плунжеров;  $v_{s1.c}, v_{s2.c}$  — средние значения кинематической вязкости рабочей жидкости в отверстиях золотниковых плунжеров;  $S_{oc}$  — площадь проходного сечения отверстия в золотниковом плунжере, определяемая как  $S_{oc} = \pi d_{oc}^2/4$ ;  $\Pi_{oc} = \pi d_{oc}$  — смоченный периметр отверстия в золотниковом плунжере;  $\mu_{oc1}, \mu_{oc2}$  — коэффициенты расхода сегментных дроссельных окон, определяемые выражениями, приведенными в работе [11], которые удобно представить в виде следующих функциональных зависимостей:

$$\mu_{oc1} = \mu_{oc1}(p_{p1}, p_{r1}, \rho_{p1.r1}, v_{p1.r1}, S_{oc1}, \Pi_{oc1}, \delta_{oc1}, \xi_{oc1}); \quad (17)$$

$$\mu_{oc2} = \mu_{oc2}(p_{p2}, p_{r2}, \rho_{p2.r2}, v_{p2.r2}, S_{oc2}, \Pi_{oc2}, \delta_{oc2}, \xi_{oc2}), \quad (18)$$

где  $S_{oc1}, S_{oc2}$  — площади проходных сечений дроссельных окон сегментной формы, определяемые выражениями [6]:

$$\begin{cases} S_{oc1} = 0 \text{ при } (X_{s0} - X_s) \leq 0, \\ S_{oc1} = S_s + (d_o^2/4) \arctg \left( \sqrt{[d_o/(d_o - 2X_{s0} + 2X_s)]^2 - 1} \right) - [(d_o - 2X_{s0} + 2X_s)/4] \left( \sqrt{[d_o/d_o - 2X_{s0} + 2X_s]^2 - 1} \right) \\ \text{при } 0 < (X_{s0} - X_s) \leq d_o/2; \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} S_{oc2} = 0 \text{ при } (X_{30} + X_3) \leq 0, \\ S_{oc2} = S_3 + (d_o^2/4) \arctg \left( \sqrt{[d_o/(d_o - 2X_{30} - 2X_3)]^2 - 1} \right) - [(d_o - 2X_{30} - 2X_3)^2/4] \left( \sqrt{[d_o/(d_o - 2X_{30} - 2X_3)]^2 - 1} \right) \\ \text{при } 0 < (X_{30} + X_3) \leq d_o/2; \end{cases} \quad (20)$$

здесь и далее  $X_{30}$  — начальное открытие дроссельных окон сегментной формы;  $d_o$  — диаметр окнообразующих отверстий в гильзе;  $S_3$  — остаточная площадь проходного

сечения при полностью перекрытом сегментном дроссельном окне;  $\Pi_{oc1}$ ,  $\Pi_{oc2}$  — смоченные периметры сегментных дроссельных окон, определяемые выражениями [7]:

$$\begin{cases} \Pi_{oc1} = 0 \text{ при } (X_{30} - X_3) \leq 0, \\ \Pi_{oc1} = \Pi_3 + d_o \arctg \left( \frac{\sqrt{(d_o^2/4) + [(d_o/2) - X_{30} + X_3]^2}}{(d_o/2) - X_{30} + X_3} \right) + 2\sqrt{(d_o^2/4) + [(d_o/2) - X_{30} + X_3]^2} \\ \text{при } 0 < (X_{30} - X_3) \leq d_o/2; \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} \Pi_{oc2} = 0 \text{ при } (X_{30} + X_3) \leq 0, \\ \Pi_{oc2} = \Pi_3 + d_o \arctg \left( \frac{\sqrt{(d_o^2/4) + [(d_o/2) - X_{30} - X_3]^2}}{(d_o/2) - X_{30} - X_3} \right) + 2\sqrt{(d_o^2/4) + [(d_o/2) - X_{30} - X_3]^2} \\ \text{при } 0 < (X_{30} + X_3) \leq d_o/2, \end{cases} \quad (22)$$

где  $\Pi_3$  — значение смоченного периметра при полностью перекрытом сегментном дроссельном окне;  $\delta_{oc1}$ ,  $\delta_{oc2}$ ,  $\xi_{oc1}$ ,  $\xi_{oc2}$  — безразмерные параметры движущихся дроссельных окон и потоков в них, определяемые выражениями [8, 11]:

$$\delta_{oc1} = \frac{D_{r2} - D_{r1}}{2\{[d_o(X_{30} - X_3) - (X_{30} - X_3)^2]^{0.5} + 0,25\Pi_3\}}; \quad (23)$$

$$\delta_{oc2} = \frac{D_{r2} - D_{r1}}{2\{[d_o(X_{30} + X_3) - (X_{30} + X_3)^2]^{0.5} + 0,25\Pi_3\}}; \quad (24)$$

$$\xi_{oc1} = \frac{\omega n_o S_{oc1} \varepsilon_{oc1} (D_{r1} + D_{r2})}{4Q_{oc1}}; \quad (25)$$

$$\xi_{oc2} = \frac{\omega n_o S_{oc2} \varepsilon_{oc2} (D_{r1} + D_{r2})}{4Q_{oc2}}; \quad (26)$$

где  $D_{r1}$ ,  $D_{r2}$  — внутренний и внешний диаметры гильзы, соответственно;  $\varepsilon_{oc1}$ ,  $\varepsilon_{oc2}$  — коэффициенты сжатия потоков в сегментных дроссельных окнах, определяемые выражениями, приведенными в работах [8, 11], которые удобно представить в виде следующих функциональных зависимостей:

$$\varepsilon_{oc1} = \varepsilon_{oc1}(p_{p1}, p_{r1}, \rho_{p1,r1}, v_{p1,r1}, S_{oc1}, \Pi_{oc1}, \delta_{oc1}, \xi_{oc1}); \quad (27)$$

$$\varepsilon_{oc2} = \varepsilon_{oc2}(p_{p2}, p_{r2}, \rho_{p2,r2}, v_{p2,r2}, S_{oc2}, \Pi_{oc2}, \delta_{oc2}, \xi_{oc2}); \quad (28)$$

где  $Q_{oc1}$ ,  $Q_{oc2}$  — расходы рабочей жидкости, протекающей через дроссельные окна сегментной формы, определяемые выражениями [8, 11]

$$Q_{oc1} = n_o \mu_{oc1} S_{oc1} \sqrt{2/\rho_{p1,r1}} \sqrt{|p_{p1} - p_{r1}|} \text{sign}(p_{p1} - p_{r1}); \quad (29)$$

$$Q_{oc2} = n_o \mu_{oc2} S_{oc2} \sqrt{2/\rho_{p2,r2}} \sqrt{|p_{p2} - p_{r2}|} \text{sign}(p_{p2} - p_{r2}); \quad (30)$$

здесь  $n_o$  — количество дроссельных окон в гильзе;  $\beta_{oc1}$ ,  $\beta_{oc2}$  — углы истечения потоков рабочей жидкости в сечениях сегментных дроссельных окон золотникового гидрораспределителя, определяемые выражениями, которые удобно представить в виде следующих функциональных зависимостей [8, 11]

$$\beta_{oc1} = \beta_{oc1}(\chi_{oc1}, \delta_{oc1}, \xi_{oc1}, \bar{h}_z, \text{Re}_{oc1}); \quad (31)$$

$$\beta_{oc2} = \beta_{oc2}(\chi_{oc2}, \delta_{oc2}, \xi_{oc2}, \bar{h}_z, \text{Re}_{oc2}); \quad (32)$$

здесь  $\chi_{oc1}$ ,  $\chi_{oc2}$  — относительные открытия дроссельных окон, определяемые выражениями [8, 11]:

$$\chi_{oc1} = (X_{30} - X_3)/h_z; \quad (33)$$

$$\chi_{oc2} = (X_{30} + X_3)/h_z; \quad (34)$$

где  $h_z$  — значение зазора между золотниковым плунжером и гильзой;  $\bar{h}_z$  — значение относительного зазора между золотником и гильзой, определяемое выражением [8, 11]

$\bar{h}_z = h_z/D_{r1}$ ;  $Re_{oc1}, Re_{oc2}$  — числа Рейнольдса потоков в сегментных дроссельных окнах, определяемые выражениями, приведенными в работах [8, 11], которые удобно представить функциональными зависимостями

$$Re_{oc1} = Re(p_{p1}, p_{r1}, \rho_{p1,r1}, v_{p1,r1}, S_{oc1}, \Pi_{oc1}, \delta_{oc1}, \xi_{oc1}); \quad (35)$$

$$Re_{oc2} = Re(p_{p2}, p_{r2}, \rho_{p2,r2}, v_{p2,r2}, S_{oc2}, \Pi_{oc2}, \delta_{oc2}, \xi_{oc2}); \quad (36)$$

$a_{11} \dots a_{16}$  — постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_{11} = \sum_{i=1}^n \zeta_{кг,i} / (2S_{кг}^2)$ ;  $a_{12} = l_{кг} / (2d_{кг} S_{кг}^2)$ ;

$$a_{13} = \sum_{i=1}^n \zeta_{кз,i} / (2S_{кз}^2); \quad a_{14} = l_{кз} / (2d_{кз} S_{кз}^2); \quad a_{15} =$$

$$= 2m_{o3} S_{o3} \cos(\theta/2); \quad a_{16} = 2n_o, \quad \text{здесь } \sum_{i=1}^n \zeta_{кг,i}, \sum_{i=1}^n \zeta_{кз,i} —$$

суммы коэффициентов местных гидравлических сопротивлений, обусловленных изменением параметров русла каналов гильз и каналов золотниковых плунжеров, соответственно;

• *уравнение гидравлической силы, действующей на золотниковые плунжеры*

$$F_r = F_{rc} + F_{гдс}; \quad (37)$$

• *уравнения давлений в камерах золотниковых плунжеров [8]*

$$p_{z1} = p_{r1} \frac{a_{17}(1/\mu_{o31}^2)\rho_{z1,c}}{(a_{13} + a_{14}\lambda_{кз1})\rho_{r1,z1} + a_{17}(1/\mu_{o31}^2)\rho_{z1,c}}; \quad (38)$$

$$p_{z2} = p_{r2} \frac{a_{17}(1/\mu_{o32}^2)\rho_{z2,c}}{(a_{13} + a_{14}\lambda_{кз2})\rho_{r2,z2} + a_{17}(1/\mu_{o32}^2)\rho_{z2,c}}, \quad (39)$$

где  $a_{17} = 1/(2m_{o3}^2 S_{o3}^2)$  — постоянный коэффициент;

• *уравнения давлений в полостях начала каналов гильз [8]*

$$p_{r1} = p_{p1} / \left( 1 + a_{18}[\rho_{p1,r1}/(\mu_{oc1}^2 S_{oc1}^2)] \times \left\{ \left[ 1/\sqrt{(a_{11} + a_{12}\lambda_{кг1})\rho_{r1,r3} + (a_{19} + a_{20}\lambda_{кк1})\rho_{r3,c}} \right] + \left[ 1/\sqrt{(a_{13} + a_{14}\lambda_{кз1})\rho_{r1,z1} + a_{17}(\rho_{z1,c}/\mu_{o31}^2)} \right] \right\}^2 \right); \quad (40)$$

$$p_{r2} = p_{p2} / \left( 1 + a_{18}[\rho_{p2,r2}/(\mu_{oc2}^2 S_{oc2}^2)] \times \left\{ \left[ 1/\sqrt{(a_{11} + a_{12}\lambda_{кг2})\rho_{r2,r4} + (a_{19} + a_{20}\lambda_{кк2})\rho_{r4,c}} \right] + \left[ 1/\sqrt{(a_{13} + a_{14}\lambda_{кз2})\rho_{r2,z2} + a_{17}(\rho_{z2,c}/\mu_{o32}^2)} \right] \right\}^2 \right); \quad (41)$$

$a_{18} \dots a_{20}$  — постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_{18} = 1/(2n_o^2)$ ;  $a_{19} = \sum_{i=1}^n \zeta_{кк,i} / (2S_{кк}^2)$ ;

$a_{20} = l_{кк} / (2a_{кк} S_{кк}^2)$ , здесь  $\sum_{i=1}^n \zeta_{кк,i}$  — сумма коэф-

фициентов местных гидравлических сопротивлений, обусловленных изменениями параметров русла канала слива;

• *уравнения давлений в полостях перед каналами слива [8]*

$$p_{r3} = p_{r1} \frac{(a_{19} + a_{20}\lambda_{кк1})\rho_{r3,c}}{(a_{11} + a_{12}\lambda_{кг1})\rho_{r1,r3} + (a_{19} + a_{20}\lambda_{кк1})\rho_{r3,c}}; \quad (42)$$

$$p_{r4} = p_{r2} \frac{(a_{19} + a_{20}\lambda_{кк2})\rho_{r4,c}}{(a_{11} + a_{12}\lambda_{кг2})\rho_{r2,r4} + (a_{19} + a_{20}\lambda_{кк2})\rho_{r4,c}}; \quad (43)$$

• *уравнения перемещений затворов предохранительных клапанов [7]*

$$Y_{к1} = [a_{21} - a_{22}(\mu_{к1}^2 S_{к1} / \varepsilon_{к1}) + a_{23}\mu_{к1}^2 S_{к1}^2] p_{p1} - a_{24}; \quad (44)$$

$$Y_{к2} = [a_{21} - a_{22}(\mu_{к2}^2 S_{к2} / \varepsilon_{к2}) + a_{23}\mu_{к2}^2 S_{к2}^2] p_{p2} - a_{24}, \quad (45)$$

где  $\varepsilon_{к1}, \varepsilon_{к2}$  — коэффициенты сжатия потоков в клапанах, как и коэффициенты расходов, определяемые в соответствии с работой [12] системами уравнений, которые удобно представить функциональными зависимостями:

$$\varepsilon_{к1} = \varepsilon_{к}(p_{p1}, p_c, \rho_{p1,c}, v_{p1,c}, S_{к1}, Y_{к1}); \quad (46)$$

$$\varepsilon_{к2} = \varepsilon_{к}(p_{p2}, p_c, \rho_{p2,c}, v_{p2,c}, S_{к2}, Y_{к2}); \quad (47)$$

$\mu_{к1}, \mu_{к2}$  — коэффициенты расхода предохранительных клапанов, определяемые в соответствии с работой [12] системами уравнений, которые удобно представить функциональными зависимостями:

$$\mu_{к1} = \mu_{к}(p_{p1}, p_c, \rho_{p1,c}, v_{p1,c}, S_{к1}, Y_{к1}); \quad (48)$$

$$\mu_{к2} = \mu_{к}(p_{p2}, p_c, \rho_{p2,c}, v_{p2,c}, S_{к2}, Y_{к2}). \quad (49)$$

На перемещения затворов предохранительных клапанов налагаются ограничения [7]

$$0 \leq |Y_{к1}| \leq Y_{к}^{\max}; \quad (50)$$

$$0 \leq |Y_{к2}| \leq Y_{к}^{\max}, \quad (51)$$

здесь  $Y_{к}^{\max}$  — максимальное перемещение затвора предохранительного клапана;  $S_{к1}, S_{к2}$  — площади проходных сечений предохранительных клапанов, определяемые выражениями [12]:

$$S_{к1} = \{\pi Y_{к1} \sin(\Theta)[d_{ш} + Y_{к1} \sin(\Theta/2)]\}/2; \quad (52)$$

$$S_{к2} = \{\pi Y_{к2} \sin(\Theta)[d_{ш} + Y_{к2} \sin(\Theta/2)]\}/2, \quad (53)$$

где  $Y_{к1}, Y_{к2}$  — перемещения затворов клапанов;  $\Theta$  — угол конусности седла клапана;  $d_{ш}$  — диаметр шарика затвора клапана;  $a_{21} \dots a_{24}$  — постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_{21} = \pi d_{к}^2 / 4K_{п}$ ;  $a_{22} = [2\cos(\Theta/2)]/K_{п}$ ;  $a_{23} = 8/(\pi d_{к}^2 K_{п})$ ;  $a_{24} = h_0$ , здесь  $K_{п}$  — коэффициент упругости пружины клапана;  $d_{к}$  — диаметр подводной магистрали клапана;  $h_0$  — начальное поджатие пружины клапана;

• уравнения расходов рабочей жидкости, протекающей через предохранительные клапаны [12]

$$Q_{\kappa 1} = \mu_{\kappa 1} S_{\kappa 1} \sqrt{2/\rho_{p1.c}} \sqrt{p_{p1}}; \quad (54)$$

$$Q_{\kappa 2} = \mu_{\kappa 2} S_{\kappa 2} \sqrt{2/\rho_{p2.c}} \sqrt{p_{p2}}; \quad (55)$$

• уравнения плотности и кинематической вязкости рабочей жидкости в полостях ЭГУ РМ, которые в соответствии с работой [3] можно определить следующими функциональными зависимостями:

$$\begin{cases} \rho_{p1} = \rho(t, p_{p1}); \rho_{p2} = \rho(t, p_{p2}); \\ \rho_{r1} = \rho(t, p_{r1}); \rho_{r2} = \rho(t, p_{r2}); \\ \rho_{r3} = \rho(t, p_{r3}); \rho_{r4} = \rho(t, p_{r4}); \\ \rho_{s1} = \rho(t, p_{s1}); \rho_{s2} = \rho(t, p_{s2}); \rho_c = \rho(t, p_c); \end{cases} \quad (56)$$

$$\begin{cases} v_{p1} = v(t, p_{p1}); v_{p2} = v(t, p_{p2}); \\ v_{r1} = v(t, p_{r1}); v_{r2} = v(t, p_{r2}); \\ v_{r3} = v(t, p_{r3}); v_{r4} = v(t, p_{r4}); \\ v_{s1} = v(t, p_{s1}); v_{s2} = v(t, p_{s2}); v_c = v(t, p_c), \end{cases} \quad (57)$$

а их средние значения — выражениями [8]

$$\begin{cases} \rho_{p1.c} = (\rho_{p1} + \rho_c)/2; \rho_{p2.c} = (\rho_{p2} + \rho_c)/2; \\ \rho_{p1.r1} = (\rho_{p1} + \rho_{r1})/2; \rho_{p2.r2} = (\rho_{p2} + \rho_{r2})/2; \\ \rho_{r1.s1} = (\rho_{r1} + \rho_{s1})/2; \rho_{r2.s2} = (\rho_{r2} + \rho_{s2})/2; \\ \rho_{r1.r3} = (\rho_{r1} + \rho_{r3})/2; \rho_{r2.r4} = (\rho_{r2} + \rho_{r4})/2; \\ \rho_{s1.c} = (\rho_{s1} + \rho_c)/2; \rho_{s2.c} = (\rho_{s2} + \rho_c)/2; \\ \rho_{r3.c} = (\rho_{r3} + \rho_c)/2; \rho_{r4.c} = (\rho_{r4} + \rho_c)/2; \end{cases} \quad (58)$$

$$\begin{cases} v_{p1.c} = (v_{p1} + v_c)/2; v_{p2.c} = (v_{p2} + v_c)/2; \\ v_{p1.r1} = (v_{p1} + v_{r1})/2; v_{p2.r2} = (v_{p2} + v_{r2})/2; \\ v_{r1.s1} = (v_{r1} + v_{s1})/2; v_{r2.s2} = (v_{r2} + v_{s2})/2; \\ v_{r1.r3} = (v_{r1} + v_{r3})/2; v_{r2.r4} = (v_{r2} + v_{r4})/2; \\ v_{s1.c} = (v_{s1} + v_c)/2; v_{s2.c} = (v_{s2} + v_c)/2; \\ v_{r3.c} = (v_{r3} + v_c)/2; v_{r4.c} = (v_{r4} + v_c)/2, \end{cases} \quad (59)$$

где  $t$  — температура рабочей жидкости;  $p_{p1}$ ,  $p_{p2}$  — давления в рабочих полостях ЭГУ;  $p_{r1}$ ,  $p_{r2}$ ,  $p_{r3}$ ,  $p_{r4}$  — давления в полостях гильз ЭГУ;  $p_{s1}$ ,  $p_{s2}$  — давления в полостях золотников;  $p_c$  — давление в полости слива ( $p_c = 0$ ).

Метод расчета силовой характеристики РМ с двухдросельным ЭГУ заключается в последовательном решении системы нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений, определяющих перемещение

золотникового плунжера (1) с учетом (2), перемещения затворов клапанов (44), (45) с учетом (50), (51), а также давлений в узловых точках — в рабочих полостях ЭГУ РМ (5), (6) и полостях начала каналов гильз (40), (41) — методом, изложенным в работе [5], при изменении командного тока  $I_{\kappa}$  от нуля до  $I_{\kappa, \max}$  с шагом  $h_i$ , с последующим вычислением усилия  $F$ , развиваемого силовым гидроцилиндром РМ, по выражению

$$F = S_{\pi}(p_{p1} - p_{p2}) - F_{\pi} - F_{\text{тр}}, \quad (60)$$

где  $F_{\text{тр}}$  — сила сухого трения в силовом гидроцилиндре РМ;  $F_{\pi}$  — противодействующая нагрузка на штоке силового гидроцилиндра РМ.

При этом на каждой итерации вычисляются параметры по уравнениям (3), (4), (7)–(39), (42), (43), (46)–(49), (52)–(55), а перед входом в итерационный процесс при каждом новом значении командного тока  $I_{\kappa}$  вычисляются значения плотности и кинематической вязкости рабочей жидкости в полостях ЭГУ РМ по выражениям (56), (57) и их средние значения — по выражениям (58), (59).

При отрицательных вычисляемых значениях усилия  $F$ , развиваемого силовым гидроцилиндром РМ, они обнуляются.

Здесь и далее при входе в итерационный процесс на каждом следующем шаге по командному току в качестве начальных значений вычисляемых параметров используются значения этих параметров, полученные на предыдущем шаге.

### Математическая модель статического режима работы и метод расчета скоростной характеристики рулевой машины

Под скоростной характеристикой РМ понимается зависимость скорости движения ее выходного органа под нагрузкой от командного тока. Скоростную характеристику РМ определяют из условия предположения о неразрывности потоков, из которого следует, что [7]

$$Q_{\kappa 1} = Q_{\tau 1} = Q_{\kappa 3} = Q_{\kappa 4} = Q_{\tau 2} = Q_{\kappa 2} = Q_{\tau},$$

где  $Q_{\tau}$  — обобщенный расход рабочей жидкости между рабочими полостями ЭГУ РМ;  $Q_{\kappa 1}$ ,  $Q_{\kappa 2}$ ,  $Q_{\kappa 3}$ ,  $Q_{\kappa 4}$ ,  $Q_{\tau 1}$ ,  $Q_{\tau 2}$  — расходы рабочей жидкости через, соответственно, каналы трубопроводов и сами трубопроводы.

Математическая модель статического режима работы для расчета скоростной



характеристики включает уравнения (1)–(4), (7)–(59), а также:

• *уравнения падений давления по длине комплексных трубопроводов [7]*

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\text{кт}1} + \Delta p_{\text{т}1} + \Delta p_{\text{кт}3}; \quad (61)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\text{кт}2} + \Delta p_{\text{т}2} + \Delta p_{\text{кт}4}, \quad (62)$$

здесь  $\Delta p_{\text{кт}1}$ ,  $\Delta p_{\text{кт}2}$  – падения давлений по длине входных каналов трубопроводов;  $\Delta p_{\text{кт}3}$ ,  $\Delta p_{\text{кт}4}$  – падения давлений по длине выходных каналов трубопроводов;  $\Delta p_{\text{т}1}$ ,  $\Delta p_{\text{т}2}$  – падения давлений по длине трубопроводов;

• *уравнения падений давлений по длине каналов и трубопроводов [7]*

$$\Delta p_{\text{кт}1} = (a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}1})\rho_{\text{п}1,\text{т}1} Q_{\text{т}}^2; \quad (63)$$

$$\Delta p_{\text{т}1} = (a_{27} + a_{28}\lambda_{\text{т}1})\rho_{\text{п}1,\text{т}3} Q_{\text{т}}^2; \quad (64)$$

$$\Delta p_{\text{кт}3} = (a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}3})\rho_{\text{т}3,\text{ц}1} Q_{\text{т}}^2; \quad (65)$$

$$\Delta p_{\text{кт}4} = (a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}4})\rho_{\text{т}4,\text{ц}2} Q_{\text{т}}^2; \quad (66)$$

$$\Delta p_{\text{т}2} = (a_{27} + a_{28}\lambda_{\text{т}2})\rho_{\text{т}2,\text{т}4} Q_{\text{т}}^2; \quad (67)$$

$$\Delta p_{\text{кт}2} = (a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}2})\rho_{\text{т}4,\text{ц}2} Q_{\text{т}}^2; \quad (68)$$

здесь  $\lambda_{\text{кт}1}$ ,  $\lambda_{\text{кт}2}$ ,  $\lambda_{\text{кт}3}$ ,  $\lambda_{\text{кт}4}$ ,  $\lambda_{\text{т}1}$ ,  $\lambda_{\text{т}2}$  – коэффициенты гидравлических потерь на трение по длине, соответственно, каналов трубопроводов и самих трубопроводов, определяемые в соответствии с работами [4, 7] функциональными зависимостями:

$$\lambda_{\text{кт}1} = \lambda_{\text{к}}(p_{\text{п}1}, p_{\text{т}1}, \rho_{\text{п}1,\text{т}1}, v_{\text{п}1,\text{т}1}, d_{\text{кт}}, l_{\text{кт}}, \eta_{\text{кт}}, \xi_{\text{кт}1}, \dots, \xi_{\text{кт}n}); \quad (69)$$

$$\lambda_{\text{кт}2} = \lambda_{\text{к}}(p_{\text{т}2}, p_{\text{п}2}, \rho_{\text{п}2,\text{т}2}, v_{\text{п}2,\text{т}2}, d_{\text{кт}}, l_{\text{кт}}, \eta_{\text{кт}}, \xi_{\text{кт}1}, \dots, \xi_{\text{кт}n}); \quad (70)$$

$$\lambda_{\text{т}1} = \lambda_{\text{т}}(p_{\text{т}1}, p_{\text{т}3}, \rho_{\text{т}1,\text{т}3}, v_{\text{т}1,\text{т}3}, d_{\text{т}}, l_{\text{т}}, \eta_{\text{т}}, \xi_{\text{т}1}, \dots, \xi_{\text{т}n}); \quad (71)$$

$$\lambda_{\text{т}2} = \lambda_{\text{т}}(p_{\text{т}4}, p_{\text{т}2}, \rho_{\text{т}2,\text{т}4}, v_{\text{т}2,\text{т}4}, d_{\text{т}}, l_{\text{т}}, \eta_{\text{т}}, \xi_{\text{т}1}, \dots, \xi_{\text{т}n}); \quad (72)$$

$$\lambda_{\text{кт}3} = \lambda_{\text{к}}(p_{\text{т}3}, p_{\text{ц}1}, \rho_{\text{т}3,\text{ц}1}, v_{\text{т}3,\text{ц}1}, d_{\text{кт}}, l_{\text{кт}}, h_{\text{кт}}, \xi_{\text{кт}1}, \dots, \xi_{\text{кт}n}); \quad (73)$$

$$\lambda_{\text{кт}4} = \lambda_{\text{к}}(p_{\text{т}4}, p_{\text{ц}2}, \rho_{\text{т}4,\text{ц}2}, v_{\text{т}4,\text{ц}2}, d_{\text{кт}}, l_{\text{кт}}, h_{\text{кт}}, \xi_{\text{кт}1}, \dots, \xi_{\text{кт}n}), \quad (74)$$

где  $\eta_{\text{кт}}$ ,  $\eta_{\text{т}}$  – относительные шероховатости внутренних поверхностей каналов трубопроводов и самих трубопроводов;  $\xi_{\text{кт}1}$ , ...,  $\xi_{\text{кт}n}$ ,  $\xi_{\text{т}1}$ , ...,  $\xi_{\text{т}n}$  – характерные изменения параметров русла каналов трубопроводов и самих трубопроводов;

• *уравнение скорости движения поршня РМ [7]*

$$V_{\text{п}} = \sqrt{[(a_{29}/K_{\text{квт}})(p_{\text{п}1} - p_{\text{п}2}) - (a_{30}/K_{\text{квт}})] \times \text{sign}[(a_{29}/K_{\text{квт}})(p_{\text{п}1} - p_{\text{п}2}) - (a_{30}/K_{\text{квт}})]}, \quad (75)$$

где  $K_{\text{квт}}$  – коэффициент квадратичного вязкого трения, приведенного к поршню силового гидроцилиндра РМ, определяемого как [7]

$$K_{\text{квт}} = [(a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}1})\rho_{\text{п}1,\text{т}1} + (a_{27} + a_{28}\lambda_{\text{т}1})\rho_{\text{т}1,\text{т}3} + (a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}1})\rho_{\text{т}3,\text{ц}1} + (a_{25} + a_{26}\lambda_{\text{кт}1})\rho_{\text{т}4,\text{ц}2} + (a_{27} + a_{28}\lambda_{\text{т}1})\rho_{\text{т}2,\text{т}4} + (a_{27} + a_{28}\lambda_{\text{т}1})\rho_{\text{п}2,\text{т}2}]S_{\text{п}}^3, \quad (76)$$

здесь  $a_{25} \dots a_{30}$  – постоянные коэффициенты, определяемые как  $a_{25} = \sum_{i=1}^n \zeta_{\text{кт},i} / (2S_{\text{кт}}^2)$ ;

$$a_{26} = l_{\text{кт}} / (2d_{\text{кт}} S_{\text{кт}}^2); a_{27} = \sum_{i=1}^n \zeta_{\text{т},i} / (2S_{\text{т}}^2);$$

$$a_{28} = l_{\text{т}} / (2d_{\text{т}} S_{\text{т}}^2); a_{29} = S_{\text{п}}; a_{30} = F_{\text{тр}} + F_{\text{п}},$$

где  $\sum_{i=1}^n \zeta_{\text{кт},i}$ ,  $\sum_{i=1}^n \zeta_{\text{т},i}$  – суммы, соответственно,

коэффициентов местных гидравлических сопротивлений, обусловленных изменением параметров русла каналов трубопроводов и самих трубопроводов;  $l_{\text{кт}}$ ,  $l_{\text{т}}$  – длины, соответственно, каналов трубопроводов и самих трубопроводов;  $d_{\text{кт}}$ ,  $d_{\text{т}}$  – диаметры, соответственно, каналов трубопроводов и самих трубопроводов, где  $F_{\text{тр}}$  – сила сухого трения в силовом гидроцилиндре РМ;  $F_{\text{п}}$  – противодействующая нагрузка на штоке силового гидроцилиндра РМ;  $S_{\text{п}}$  – эффективная площадь поршня силового гидроцилиндра РМ, определяемая как

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2),$$

здесь  $d_{\text{п}}$  – диаметр поршня силового гидроцилиндра;  $d_{\text{ш}}$  – диаметр штока силового гидроцилиндра;

• *уравнения давлений в полостях трубопроводов и силового гидроцилиндра [7]*

$$p_{\text{т}1} = p_{\text{п}1} - (a_{21} + a_{22}\lambda_{\text{кт}1})\rho_{\text{п}1,\text{т}1} Q_{\text{т}}^2 \text{sign}(Q_{\text{т}}); \quad (77)$$

$$p_{\text{т}3} = p_{\text{т}1} - (a_{23} + a_{24}\lambda_{\text{т}1})\rho_{\text{т}1,\text{т}3} Q_{\text{т}}^2 \text{sign}(Q_{\text{т}}); \quad (78)$$

$$p_{\text{т}2} = p_{\text{п}2} + (a_{21} + a_{22}\lambda_{\text{кт}2})\rho_{\text{п}2,\text{т}2} Q_{\text{т}}^2 \text{sign}(Q_{\text{т}}); \quad (79)$$

$$p_{\text{т}4} = p_{\text{т}2} + (a_{23} + a_{24}\lambda_{\text{т}2})\rho_{\text{т}2,\text{т}4} Q_{\text{т}}^2 \text{sign}(Q_{\text{т}}); \quad (80)$$

$$p_{\text{ц}1} = p_{\text{п}1} - \Delta p_1; \quad (81)$$

$$p_{\text{ц}2} = p_{\text{п}2} - \Delta p_2; \quad (82)$$

• *уравнение расхода через комплексный трубопровод [7]*

$$Q_{\text{т}} = S_{\text{п}} V_{\text{п}}; \quad (83)$$

• *уравнения давлений в рабочих полостях ЭГУ РМ [7]*

$$p_{\text{п}1} = a_4 - p_{\text{п}2} - a_5 [1 + a_6(\rho_{\text{п}1,\text{с}} v_{\text{п}1,\text{с}} + \rho_{\text{п}2,\text{с}} v_{\text{п}2,\text{с}})] \times (\rho_{\text{п}1,\text{с}} v_{\text{п}1,\text{с}})^{-1} p_{\text{п}1}^2 - a_7 [1 + a_6(\rho_{\text{п}1,\text{с}} v_{\text{п}1,\text{с}} + \rho_{\text{п}2,\text{с}} v_{\text{п}2,\text{с}})] \times \mu_{\text{оц}1} S_{\text{оц}1} \sqrt{1/\rho_{\text{п}1,\text{р}1}} \sqrt{|p_{\text{п}1} - p_{\text{р}1}|} \text{sign}(p_{\text{п}1} - p_{\text{р}1}) - a_8 [1 + a_6(\rho_{\text{п}1,\text{с}} v_{\text{п}1,\text{с}} + \rho_{\text{п}2,\text{с}} v_{\text{п}2,\text{с}})] (Q_{\text{к}1} + Q_{\text{т}}); \quad (84)$$

$$p_{p2} = a_4 - p_{p1} - a_5[1 + a_6(\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] \times (\rho_{p2.c} v_{p2.c})^{-1} p_{p2}^2 - a_7[1 + a_6(\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})] \times \mu_{oc2} S_{oc2} \sqrt{1/\rho_{p2.r2}} \sqrt{|p_{p2} - p_{r2}|} \text{sign}(p_{p2} - p_{r2}) - a_8[1 + a_6(\rho_{p1.c} v_{p1.c} + \rho_{p2.c} v_{p2.c})](Q_{к2} - Q_{т}); \quad (85)$$

• уравнения плотности и кинематической вязкости рабочей жидкости в полостях силового гидроцилиндра РМ и в полостях трубопроводов, которые в соответствии с работой [3] можно определить следующими функциональными зависимостями:

$$\rho_{\tau1} = \rho(t, p_{\tau1}); \rho_{\tau2} = \rho(t, p_{\tau2}); \rho_{\tau3} = \rho(t, p_{\tau3});$$

$$\rho_{\tau4} = \rho(t, p_{\tau4}); \rho_{ц1} = \rho(t, p_{ц1});$$

$$\rho_{ц2} = \rho(t, p_{ц2}); \rho_c = \rho(t, p_c); \quad (86)$$

$$v_{\tau1} = v(t, p_{\tau1}); v_{\tau2} = v(t, p_{\tau2}); v_{\tau3} = v(t, p_{\tau3});$$

$$v_{\tau4} = v(t, p_{\tau4}); v_{ц1} = v(t, p_{ц1});$$

$$v_{ц2} = v(t, p_{ц2}); v_c = v(t, p_c), \quad (87)$$

и их средние значения — выражениями [7]

$$\rho_{p1.\tau1} = (\rho_{p1} + \rho_{\tau1})/2; \rho_{p2.\tau2} = (\rho_{p2} + \rho_{\tau2})/2;$$

$$\rho_{\tau1.\tau3} = (\rho_{\tau1} + \rho_{\tau3})/2; \rho_{\tau2.\tau4} = (\rho_{\tau2} + \rho_{\tau4})/2;$$

$$\rho_{\tau3.ц1} = (\rho_{\tau3} + \rho_{ц1})/2; \rho_{\tau4.ц2} = (\rho_{\tau4} + \rho_{ц2})/2; \quad (88)$$

$$v_{p1.\tau1} = (v_{p1} + v_{\tau1})/2; v_{p2.\tau2} = (v_{p2} + v_{\tau2})/2;$$

$$v_{\tau1.\tau3} = (v_{\tau1} + v_{\tau3})/2; v_{\tau2.\tau4} = (v_{\tau2} + v_{\tau4})/2;$$

$$v_{\tau3.ц1} = (v_{\tau3} + v_{ц1})/2; v_{\tau4.ц2} = (v_{\tau4} + v_{ц2})/2, \quad (89)$$

где  $p_{\tau1}, p_{\tau2}, p_{\tau3}, p_{\tau4}$  — давления в полостях трубопроводов;  $p_{ц1}, p_{ц2}$  — давления в полостях силового гидроцилиндра.

Метод расчета скоростной характеристики РМ с двухдроссельным ЭГУ заключается в последовательном решении системы нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений, определяющих:

- перемещение золотникового плунжера (1) с учетом (2);
- перемещения затворов клапанов (44), (45) с учетом (50), (51);
- давления в узловых точках — в рабочих полостях ЭГУ РМ (84), (85) и полостях начала каналов гильз (40), (41);
- скорость движения поршня РМ (75) методом, изложенным в работе [5], при изменении командного тока  $I_k$  от нуля до  $I_{k,max}$  с шагом  $h_i$ .

При этом на каждой итерации вычисляются параметры по уравнениям (3), (4), (7)–(39), (42), (43), (46)–(49), (52)–(55), (61)–(74), (76)–(83), а перед входом

в итерационный процесс при каждом новом значении командного тока  $I_k$  вычисляются значения плотности и кинематической вязкости рабочей жидкости в полостях ЭГУ РМ по выражениям (56), (57), (86), (87) и их средние значения — по выражениям (58), (59), (88), (89).

При отрицательных вычисляемых значениях скорости поршня силового гидроцилиндра РМ  $V_{п}$  они обнуляются.

### Апробация разработанных методов статического анализа

Результаты вычислительных экспериментов по определению статических характеристик автономной однокаскадной рулевой машины с двухдроссельным ЭГУ с отрицательным перекрытием и дроссельными окнами сегментной формы разгонного блока типа ДМ представлены на рис. 3–7.

На всех рисунках показаны экспериментальные значения параметров.

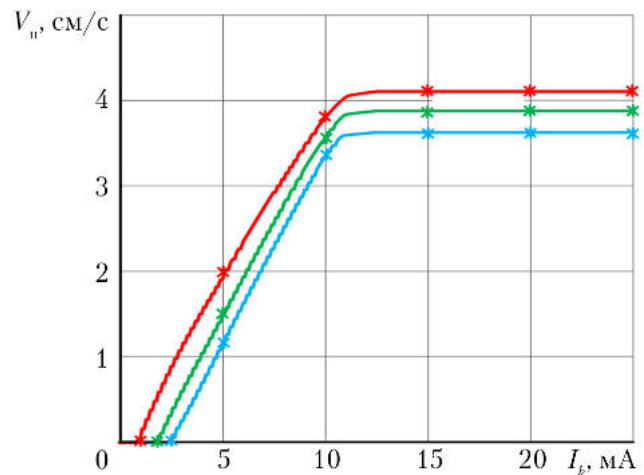


Рис. 3. Семейство скоростных характеристик РМ при противодействующих нагрузках на штоке РМ 0 (—), 1000 (—) и 2200 Н (—), напряжении питания 27 В и температуре 20 °С: линия — расчет; \* — эксперимент

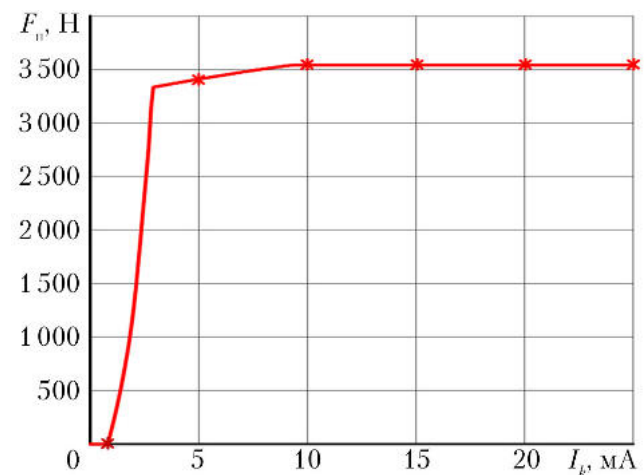


Рис. 4. Силовая характеристика РМ при напряжении питания 27 В и температуре 20 °С: линия — расчет; \* — эксперимент

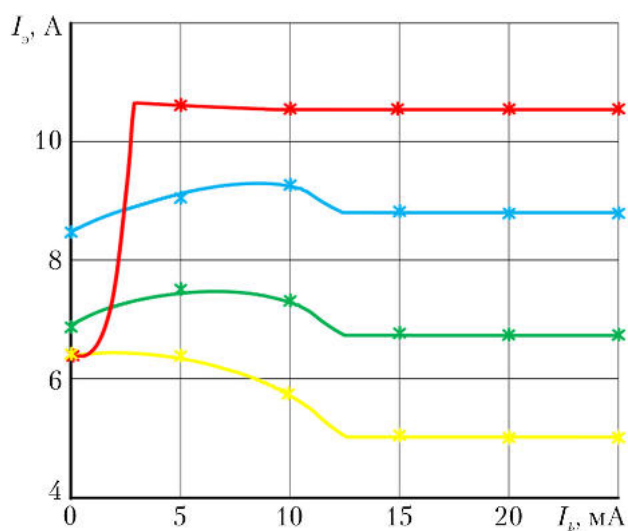


Рис. 5. Семейство зависимостей потребляемого тока РМ при противодействующих нагрузках на штоке РМ 0 (—); 1 000 (—) и 2 200 Н (—) и заторможенном поршне (—) при напряжении питания 27 В, температуре 20 °С: линия – расчет; \* – эксперимент

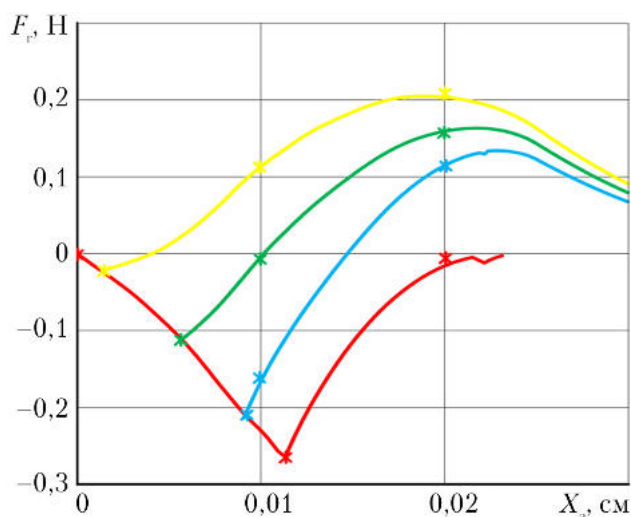


Рис. 6. Семейство зависимостей гидравлической силы, действующей на золотниковые плунжеры ЭГУ РМ, от перемещения золотникового плунжера при противодействующих нагрузках на штоке РМ 0 (—); 1 000 (—) и 2 200 Н (—) и заторможенном поршне (—) при напряжении питания 27 В и температуре 20 °С: линия – расчет; \* – эксперимент

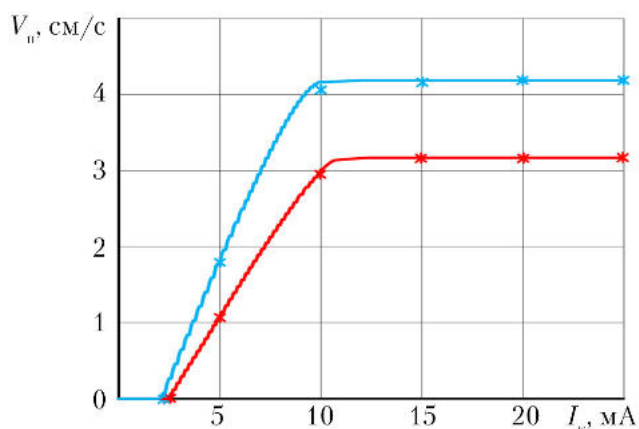


Рис. 7. Скоростные характеристики РМ при противодействующей нагрузке на штоке РМ 1000 Н, напряжении питания 23 В и температуре 50 °С (—) и при напряжении питания 34 В и температуре -50 °С (—): линия – расчет; \* – эксперимент

Как видно из рисунков, расчетные графики и данные экспериментов практически совпадают, что указывает на корректность математических моделей, а также высокую точность и эффективность разработанных итерационных методов статического анализа рулевых машин.

## Заключение

В итоге проведенных разработок и исследований получены следующие основные результаты:

- разработаны математические модели статических режимов работы РМ с учетом местных гидравлических сопротивлений каналов и трубопроводов РМ и ее ЭГУ, а также с учетом зависимостей параметров РМ и ее ЭГУ от температуры, обеспечивающие погрешность вычисления характеристик не более 2% по сравнению с математическими моделями без учета указанных параметров и зависимостей, дающими погрешность вычислений до 15%;
- разработаны новые итерационные методы статического анализа РМ, включающие методы расчета статических характеристик РМ с учетом местных гидравлических сопротивлений, напряжения питания и температуры с заданной погрешностью вычислений и за минимальное время, и исследована их работоспособность.

Вывод по результатам проведенных в работе исследований: предложенные новые итерационные методы статического анализа РМ, основанные на решении нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений математических моделей статических режимов работы РМ, позволяют проводить расчеты статических характеристик РМ с заданной погрешностью вычислений и за минимальное время в широких диапазонах температур и напряжения питания.

## Список литературы

1. Белицкий Д.С., Белоногов О.Б., Жарков М.Н. Исполнительные приводы систем управления / Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-22. Ракетно-космическая техника. Кн. 1. Гл. 8.8. М.: Машиностроение, 2012. С. 918–924.
2. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Степан Г.А., Черток Б.Е., Шутенко В.И. Особенности схемно-конструктивных решений и функционирования электрогидравлических рулевых

машин ракет (краткий технико-исторический обзор) // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 1998. Вып. 3–4. С. 3–25.

3. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кристальный С.Р., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Моделирование физических свойств рабочих жидкостей рулевых машин и гидроприводов // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 1997. Вып. 1. С. 107–117.

4. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Итерационный метод расчета параметров течений рабочей жидкости в соединительных трубопроводах, каналах, проточных элементах и клапанах // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 1997. Вып. 1. С. 97–106.

5. Белоногов О.Б., Жарков М.Н. Модификация метода Зейделя для расчета статических характеристик рулевых машин и электрогидравлических приводов // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 1997. Вып. 1. С. 118–120.

6. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Методы расчета статических характеристик автономных однокаскадных рулевых машин с двухдроссельным электрогидравлическим усилителем с отрицательным перекрытием // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 1997. Вып. 1. С. 5–28.

7. Белоногов О.Б., Жарков М.Н., Кудрявцев В.В., Шутенко В.И. Методы расчета статических характеристик автономных однокаскадных двухдроссельных рулевых машин // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 1998. Вып. 3–4. С. 132–177.

8. Белоногов О.Б. Методы расчета статических характеристик двухдроссельных и четырехдроссельных электрогидравлических усилителей // Ракетно-космическая техника. Труды. Сер. XII. Королёв: РКК «Энергия», 2005. Вып. 1. С. 56–99.

9. Белоногов О.Б. Экспериментальные исследования и идентификация углов истечения потоков в дроссельных окнах золотниковых гидрораспределителей рулевых машин ракет // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2015. № 1. С. 35–48.

10. Белоногов О.Б. Экспериментальные исследования и метод идентификации безразмерных параметров течения потоков жидкости в дроссельных окнах золотниковых гидрораспределителей // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2015. № 3. С. 43–57.

11. Белоногов О.Б. Экспериментальные исследования истечения и безразмерных параметров течения потоков жидкости в дроссельных окнах золотниковых гидрораспределителей с вращающимися гильзами // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. № 5. С. 4–23.

12. Белоногов О.Б. Метод идентификации безразмерных параметров течения потоков жидкости в шариковых предохранительных и переливных клапанах рулевых машин ракет и двигательных установок космических аппаратов // Вестник ФГУП «НПО им. С.А. Лавочкина». 2015. № 1. С. 66–70.

13. Белоногов О.Б. Обобщенная математическая модель электродвигателя постоянного тока и метод идентификации ее параметров // Известия РАН. Энергетика. 2013. № 1. С. 75–81.

Статья поступила в редакцию 16.11.2017 г.

## Reference

1. Belitskiy D.S., Belonogov O.B., Zharkov M.N. *Ispolnitel'nye privody sistem upravleniya* [Control system servos]. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Vol. IV-22. Raketno-kosmicheskaya tekhnika, book 1, ch. 8.8. Moscow, Mashinostroenie publ., 2012. P. 918–924.*

2. Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Stepan G.A., Chertok B.E., Shutenko V.I. *Osobennosti skhemno-konstruktivnykh reshenii i funktsionirovaniya elektrogidravlicheskiikh rulevykh mashin raket (kratkii tekhniko-istoricheskii obzor)* [Special aspects of schematics and design solutions and functioning of electrohydraulic servo units of rockets (brief engineering history survey)]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 1998, issue 3–4, pp. 3–25.*

3. Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kristal'nyi S.R., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. *Modelirovaniye fizicheskikh svoystv rabochikh zhidkosteiy rulevykh mashin i gidroprivodov* [Simulating physical properties of hydraulic fluids in servo units and hydraulic actuators]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 1997, issue 1, pp. 107–117.*

4. Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. Iteratsionnyi metod rascheta parametrov techenii rabochei zhidkosti v soedinitel'nykh truboprovodakh, kanalakh, protochnykh elementakh i klapnakh [Iterative method of calculating parameters of hydraulic fluid flow in connecting pipelines, channels, ducts and valves]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 1997, issue 1, pp. 97–106.*

5. Belonogov O.B., Zharkov M.N. Modifikatsiya metoda Zeidelya dlya rascheta staticheskikh kharakteristik rulevykh mashin i elektrogidravlicheskh privodov [Modification of Seidel method to calculate static properties of servo units and electrohydraulic actuators]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 1997, issue 1, pp. 118–120.*

6. Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. Metody rascheta staticheskikh kharakteristik avtonomnykh odnokaskadnykh rulevykh mashin s dvukhdrossel'nykh elektrogidravlicheskim usilitelem s otritsatel'nykh perekrytiem [Methods of calculating static characteristics of autonomous single-stage servo units with two-throttle electrohydraulic amplifier with underlap]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 1997, issue 1, pp. 5–28.*

7. Belonogov O.B., Zharkov M.N., Kudryavtsev V.V., Shutenko V.I. Metody rascheta staticheskikh kharakteristik avtonomnykh odnokaskadnykh dvukhdrossel'nykh rulevykh mashin [Methods of calculating static characteristics of autonomous single-stage two-throttle servo units]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 1998, issue 3–4, pp. 132–177.*

8. Belonogov O.B. Metody rascheta staticheskikh kharakteristik dvukhdrossel'nykh i chetyrekhdrossel'nykh elektrogidravlicheskh usilitelei [Methods of calculating static characteristics of two-throttle and four-throttle electrohydraulic amplifiers]. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Trudy. Ser. XII. Korolev, RKK «Energiya» publ., 2005, issue 1, pp. 56–99.*

9. Belonogov O.B. Eksperimental'nye issledovaniya i identifikatsiya uglov istecheniya potokov v drossel'nykh oknakh zolotnikovykh gidroraspredelitelei rulevykh mashin raket [Experimental studies and identification of the angle of efflux in throttle windows of slide hydraulic valves of servo units of rockets]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie, 2015, no. 1, pp. 35–48.*

10. Belonogov O.B. Eksperimental'nye issledovaniya i metod identifikatsii bezrazmernykh parametrov techeniya potokov zhidkosti v drossel'nykh oknakh zolotnikovykh gidroraspredelitelei [Experimental studies and a method for identifying non-dimensional parameters of liquid flows in throttle windows of slide hydraulic valves]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie, 2015, no. 3, pp. 43–57.*

11. Belonogov O.B. Eksperimental'nye issledovaniya istecheniya i bezrazmernykh parametrov techeniya potokov zhidkosti v drossel'nykh oknakh zolotnikovykh gidroraspredelitelei s vrashchayushchimisya gil'zami [Experimental studies of efflux and non-dimensional parameters of liquid flows in throttle windows of slide hydraulic valves with rotating sleeves]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie, 2016, no. 5, pp. 4–23.*

12. Belonogov O.B. Metod identifikatsii bezrazmernykh parametrov techeniya potokov zhidkosti v sharikovykh predokhranitel'nykh i perelivnykh klapnakh rulevykh mashin raket i dvigatel'nykh ustanovok kosmicheskikh apparatov [Method for identifying non-dimensional parameters of liquid flows in ball safety and overflow valves of servo units of rockets and propulsion systems of spacecraft]. *Vestnik FGUP «NPO im. S.A. Lavochkina», 2015, no. 1, pp. 66–70.*

13. Belonogov O.B. Obobshchennaya matematicheskaya model' elektrodvigatelya postoyannogo toka i metod identifikatsii ee parametrov [A generalized math model of a DC motor and a method for identifying its parameters]. *Izvestiya RAN. Energetika, 2013, no. 1, pp. 75–81.*