

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ С МАЛОШУМНЫМ РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ

© 2017

- Э. Г. Берестовицкий** доктор технических наук, старший научный сотрудник, главный акустик; концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург; berest40@mail.ru
- П. И. Кизилев** инженер Центра разработки и испытаний электрогидравлической аппаратуры; концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург; mail@avrorasystems.com
- А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; kan@ssau.ru
- Н. В. Пялов** кандидат технических наук, начальник Центра разработки и испытаний электрогидравлической аппаратуры; концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург; afx7cu@mail.ru

Представлены результаты моделирования системы регулирования расхода питательной воды. Система содержит два регулирующих органа – питательный клапан с электрогидравлическим управлением, обеспечивающий регулирование расхода и дроссельный клапан с гидромеханическим управлением, который обеспечивает поддержание постоянного перепада давления на питательном клапане. Клапаны содержат перфорированную – клетковую – проточную часть, позволяющую снизить уровни вибрации и гидродинамического шума, что обуславливает необходимость проведения проверки динамических характеристик системы. На основе уравнений динамики электрогидравлического преобразователя, измерителя перепада давления, сервопривода и проточных частей была разработана модель с использованием Matlab Simulink. Моделирование динамических процессов, вызванных различными управляющими и возмущающими воздействиями, показало обеспечение системой предъявляемых к ней требований.

Система регулирования расхода; электромеханический преобразователь; клетковая проточная часть.

Цитирование: Берестовицкий Э.Г., Кизилев П.И., Крючков А.Н., Пялов Н.В. Динамика системы регулирования расхода питательной воды с малошумным регулирующим органом // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 75-86. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-75-86

Введение

При проектировании систем управления, предназначенных для регулирования расхода различных сред, большое внимание уделяется обеспечению малошумности регулирующих органов и предъявляются повышенные требования к уровню вибрации и пульсациям давления, передаваемым по среде. Для снижения уровней вибрации и шума достаточно успешно применяются клапаны клетковой конструкции, проточная часть которых представляет собой набор отверстий. Форма расходной характеристики подобных регулирующих органов определяется расположением отверстий дроссельного участка проточной части. Очевидно расходная характеристика такого вида клапанов не может быть строго линейной. Рост площади проточной части с перемещением штока, открывающего отверстия при различных вариантах расположения отверстий, приведён на рис. 1.

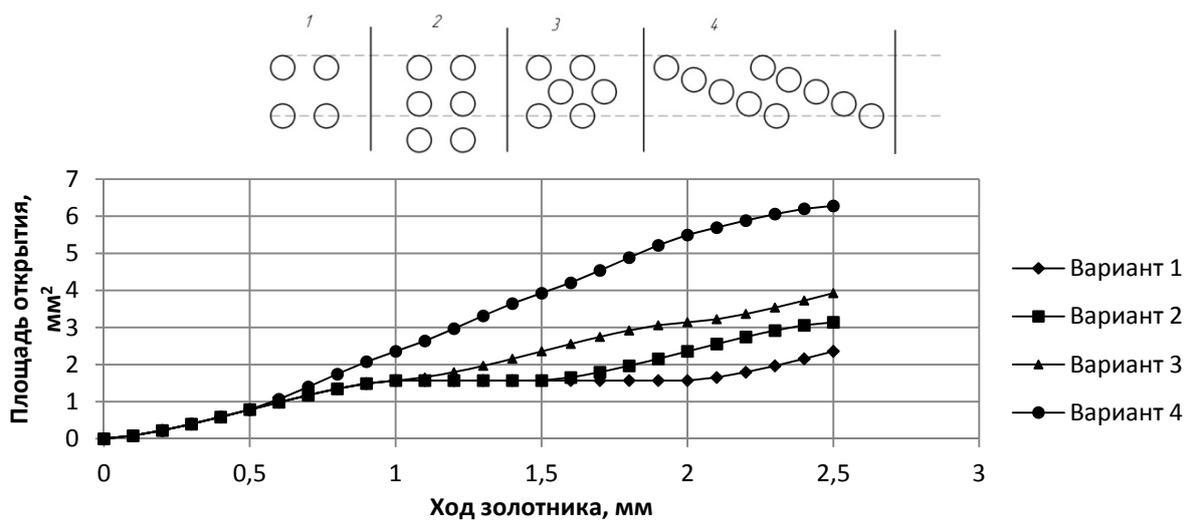


Рис. 1. Рост площади открытия клеткового клапана в зависимости от положения штока

При проектировании регулирующих органов системы был выбран четвёртый вариант расположения отверстий. Однако независимо от степени линейности расходной характеристики, учитывая новизну проточной части, динамические свойства системы в составе клапанной сборки требуют проверки. Поэтому была составлена математическая модель регулирующих органов и по разработанной модели произведено моделирование системы клапанов в среде Matlab Simulink.

К системе предъявляются требования обеспечения скорости изменения расхода от минимального до номинального за время не более 10 с, восстановления расхода при изменении перепада давления на клапанной сборке за время не более 2 с, отсутствия автоколебаний.

Описание системы и элементов модели

Система управления содержит два регулирующих органа – питательный клапан с электрогидравлическим управлением, осуществляющий регулирование расхода, и дроссельный – с гидромеханическим управлением, осуществляющий поддержание постоянного перепада давления на питательном клапане, что позволяет значительно упростить процесс регулирования расхода. Управление дроссельным клапаном производится посредством сильфонного измерителя, создающего перепад давлений на сервомоторе в зависимости от перепада давления на дросселирующем участке питательного клапана, что позволяет считать закон изменения расхода питательной воды в зависимости от открытия питательного клапана линейным. На рис. 2 приведена укрупнённая схема системы регулирования расхода, где ЭМП – электромеханический преобразователь, УСТ – усилитель со струйной трубкой, ПЧ – проточная часть.

Электрогидравлический преобразователь (ЭГП), управляющий питательным клапаном, состоит из поляризованного электромеханического преобразователя с поляризацией постоянными магнитами и струйного гидравлического усилителя. Измеритель перепада давления состоит из собственно упругого сильфонного измерителя и аналогового усилителя ЭГП струйного усилителя.

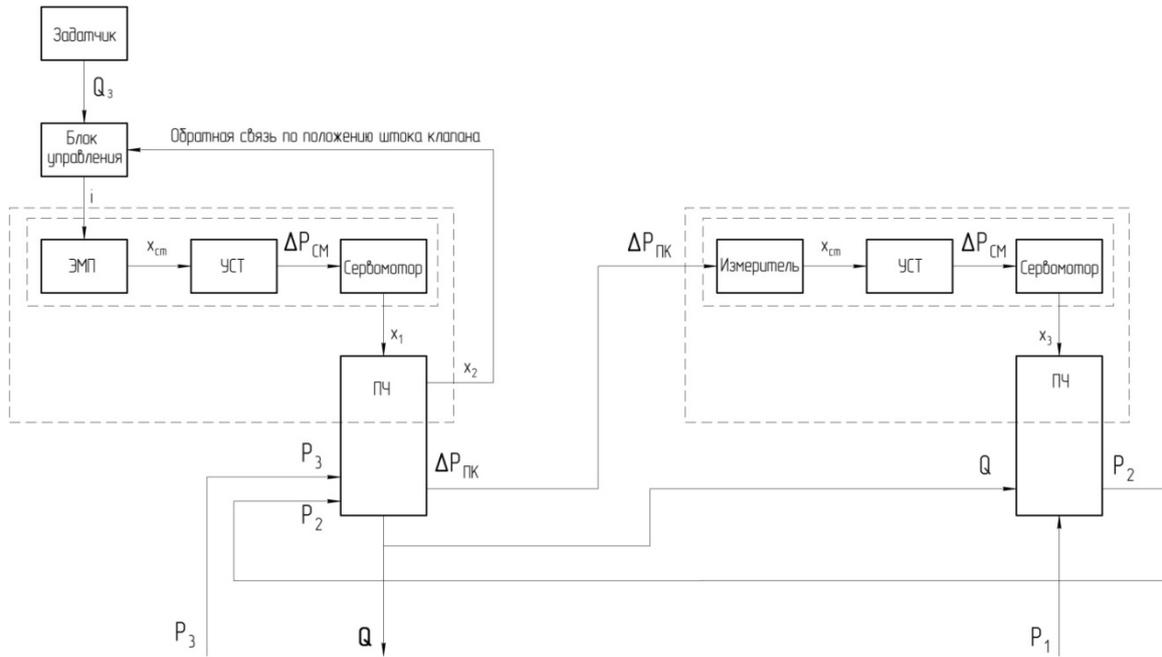


Рис. 2. Укрупнённая схема системы регулирования расхода

Электрогидравлический преобразователь. Электрогидравлический преобразователь представляет собой усилитель со струйной трубкой с электромагнитным управлением [1]. На рис. 3, а приведено схематичное изображение центрального упругого элемента усилителя – торсиона 1, соединённого с якорем электромагнитной системы 3 и – посредством стержня – с вилкой 4. Электромагнитная система, поляризованная постоянными магнитами, схема замещения которой приведена на рис. 3, б, воздействует на якорь 3 в точках, указанных стрелками.

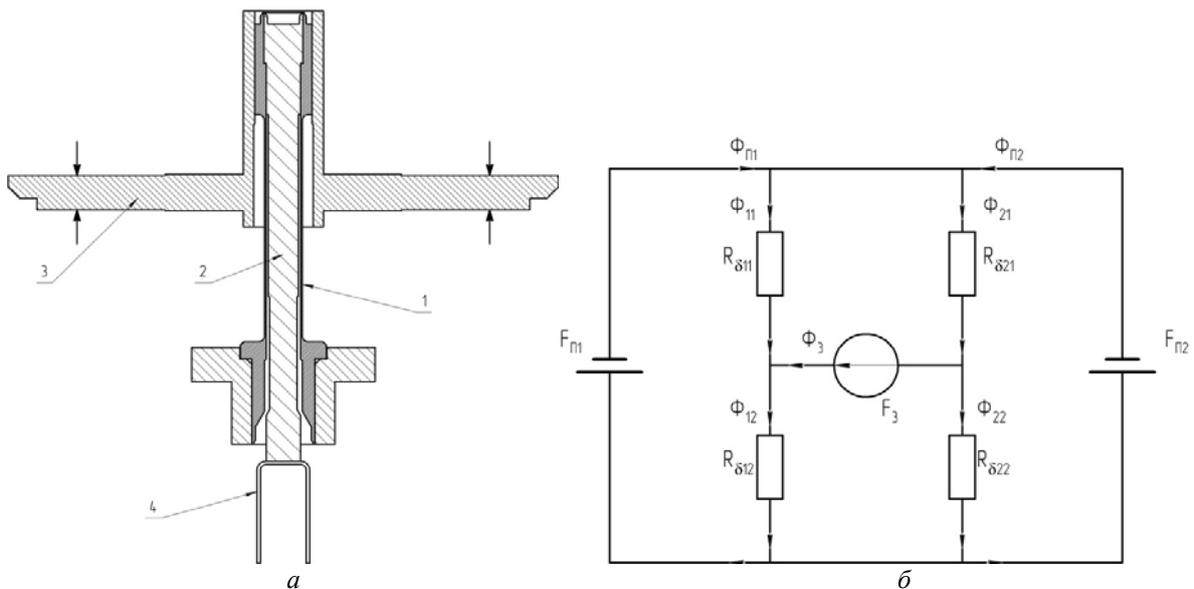


Рис. 3. Электрогидравлический преобразователь:
а – схематичное изображение торсионного узла, б – схема замещения электромагнитной цепи

В отсутствие тока в обмотках системы сила притяжения на обоих концах одинакова и система стабильна. При подаче питания на обмотку электромагнитной системы баланс электромагнитных сил смещается и якорь перемещается на угол α , зависящий от упругих свойств торсиона и электромагнитных сил, относительно центра вращения (рис. 4).

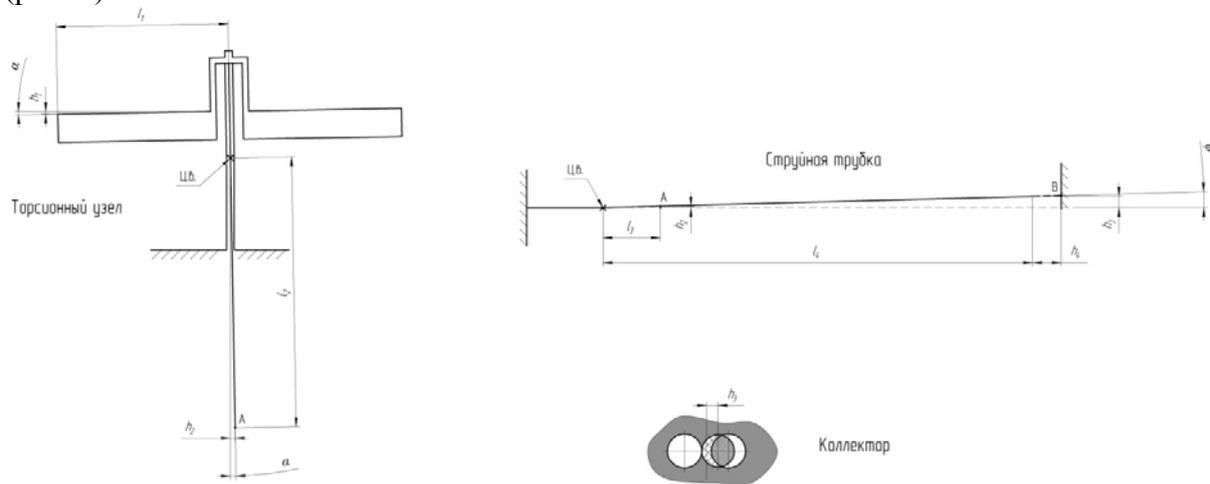


Рис. 4. Кинематическая схема торсионного узла и струйной трубки ЭГП

«Электромагнитная жёсткость» ЭГП в рабочем диапазоне меньше жёсткости торсиона, что позволяет осуществлять изменением тока в обмотках пропорциональное управление положением струйной трубки. В результате смещения якоря и стержня перемещается вилка (точка А на рис. 4), струйная трубка вращается относительно своего центра вращения, что вызывает изменение площади перекрытия коллекторных отверстий следом струи жидкости, бьющей из трубки, и в конечном итоге вызывает изменение выходных давлений ЭГП. Математическая модель ЭГП имеет следующий вид:

$$\Phi_1 = \frac{2(f_{II} - f_{Э})R_2(\alpha) - f_{Э}R_{II}}{4R_1(\alpha)R_2(\alpha) + R_{II}(R_1(\alpha) + R_2(\alpha))};$$

$$\Phi_2 = \frac{2(f_{II} + f_{Э})R_1(\alpha) + f_{Э}R_{II}}{4R_1(\alpha)R_2(\alpha) + R_{II}(R_1(\alpha) + R_2(\alpha))};$$

$$F_{ЭП} = \frac{(\Phi_2^2 - \Phi_1^2)}{\mu_0 S};$$

$$F_{ЭП} - C_{Ty}\varphi - \theta_c \dot{\alpha} = I_{\Sigma} \ddot{\alpha};$$

$$p_1 = \psi_1(\alpha);$$

$$p_2 = \psi_2(\alpha).$$

Здесь α – угол смещения системы относительно центра вращения; $f_{II}, f_{Э}$ – соответственно магнитодвижущая сила постоянного магнита и электромагнита; $R_1(\alpha)$ и

$R_2(\alpha)$ – магнитные сопротивления воздушных зазоров; R_{II} – внутреннее магнитное сопротивление постоянного магнита; Φ_1 и Φ_2 – магнитные потоки через зазоры; $F_{ЭП}$ – магнитная сила, действующая на якорь ЭПП; C_{Ty} , C_{Tc} – жёсткость торсиона соответственно по углу и смещению; θ_c – приведённый коэффициент сопротивления; p_1 и p_2 – давления в приёмных отверстиях коллектора.

Реализация полученной модели в Matlab Simulink приведена на рис. 5. На рис. 6 приведён полученный в результате моделирования график переходного процесса смещения центра следа струи на коллектор при подаче на вход модели управляющего сигнала в 30 мА в виде единичного скачка.

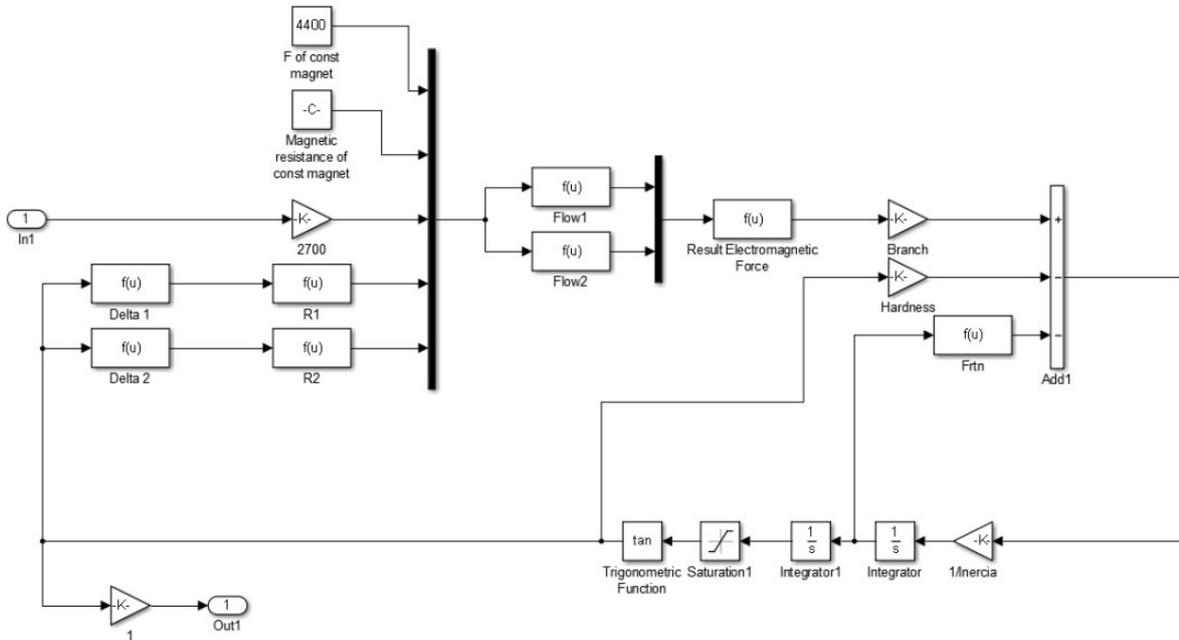


Рис. 5. Модель электрогидравлического преобразователя в Matlab Simulink

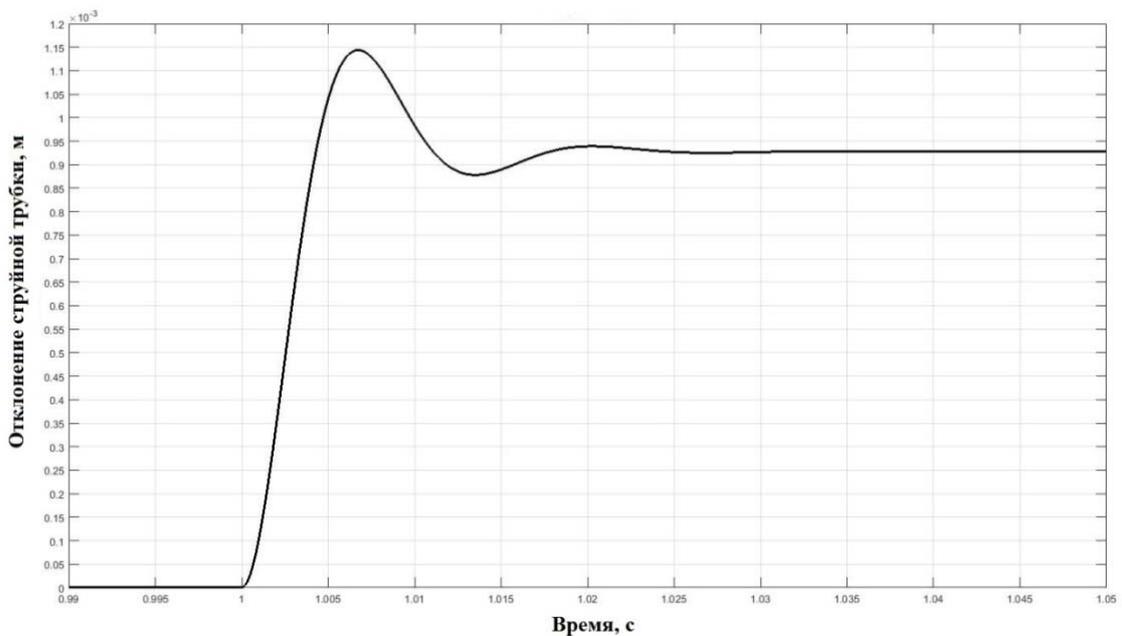


Рис. 6. Переходный процесс в ЭПП

Из рис. 6 видно, что переходный процесс в ЭГП завершается за время порядка 30 мс, что соответствует реальным значениям времени переходного процесса, определённым в процессе регулировки и эксплуатации преобразователей, из чего следует вывод о корректности разработанной модели.

Измеритель перепада давления (ИПД). Устройство измерителя перепада давления аналогично ЭГП с тем различием, что воздействие на торсион оказывает не электромагнитная система, а измерительный сильфон. При отклонении измеряемой разности давлений от требуемой сильфон смещается и воздействует на торсион, что в конечном итоге, как и в ЭГП, вызывает изменение перепада давления на выходе блока. Математическая модель ИПД выглядит следующим образом:

$$C_{II}(a_{0n} + a) + C_C(a_{0c} + a) - C_{Tc}a - \chi_c \dot{a} = m_2 \ddot{a};$$

$$p_1 = \eta_1(a);$$

$$p_2 = \eta_2(a),$$

где C_{II} и C_C – жёсткости соответственно регулировочной пружины и сильфона; χ_c – приведённый коэффициент сопротивления; a – смещение измерителя.

На рис. 7 приведена реализация модели в Matlab Simulink, на рис. 8 – переходные процессы в ИПД, настроенном на перепад давления 0,45 МПа при смещении перепада в сторону увеличения на 0,01 МПа от настроенного, а затем в сторону уменьшения перепада на 0,01 МПа от настроенного.

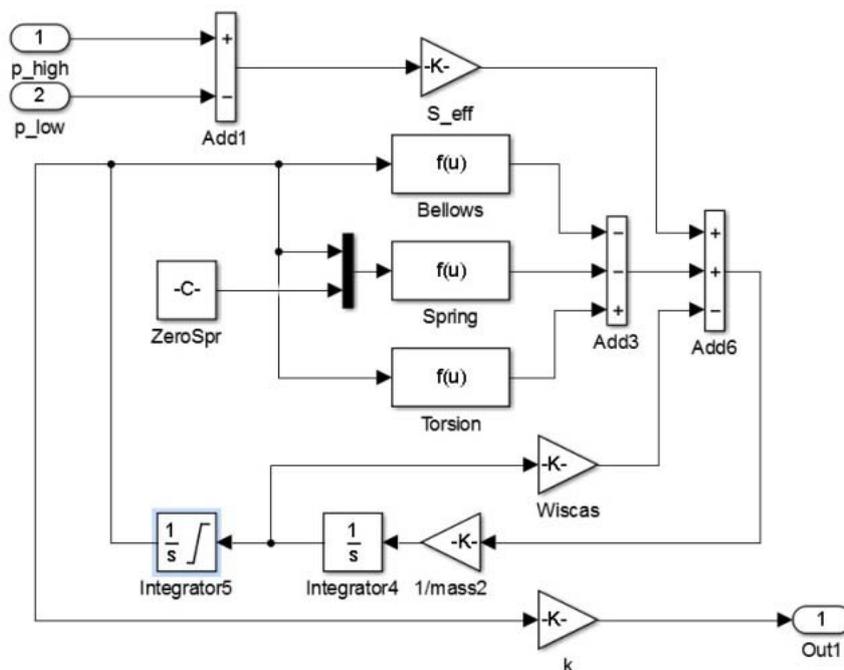


Рис. 7. Модель измерителя перепада давления в Matlab Simulink

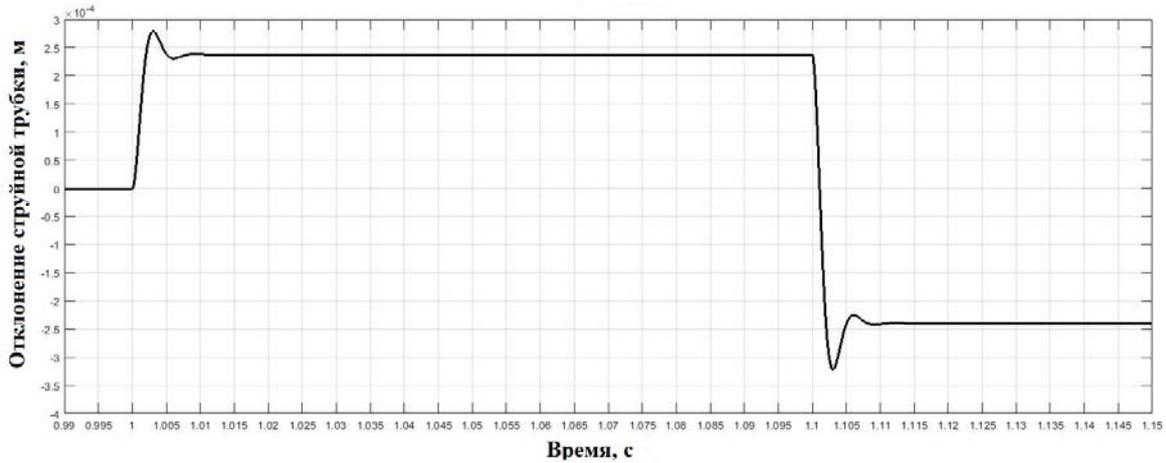


Рис. 8. Переходный процесс в ИПД

Приведённый на рис. 8 график переходного процесса в ИПД коррелирует с реальными значениями времени переходного процесса, определёнными в процессе регулировки и эксплуатации измерителей, из чего следует вывод о корректности разработанной модели.

Питательный и дроссельный клапаны. Рассмотрим модель питательного клапана. Отметим, что схема построения модели дроссельного клапана аналогична схеме построения модели питательного клапана за исключением того, что в дроссельном клапане роль управляющего элемента выполняет не ЭГП, а ИПД. В остальном модели идентичны.

Реализация математической модели в Matlab Simulink приведена на рис. 9, где ЕНС – модель ЭГП, MtoP – блок преобразования смещения струйной трубки ЭГП в давления на выходе ЭГП, блоки Subsystem и Subsystem1 – блоки, посредством которых учитывается сопротивление каналов клапана.

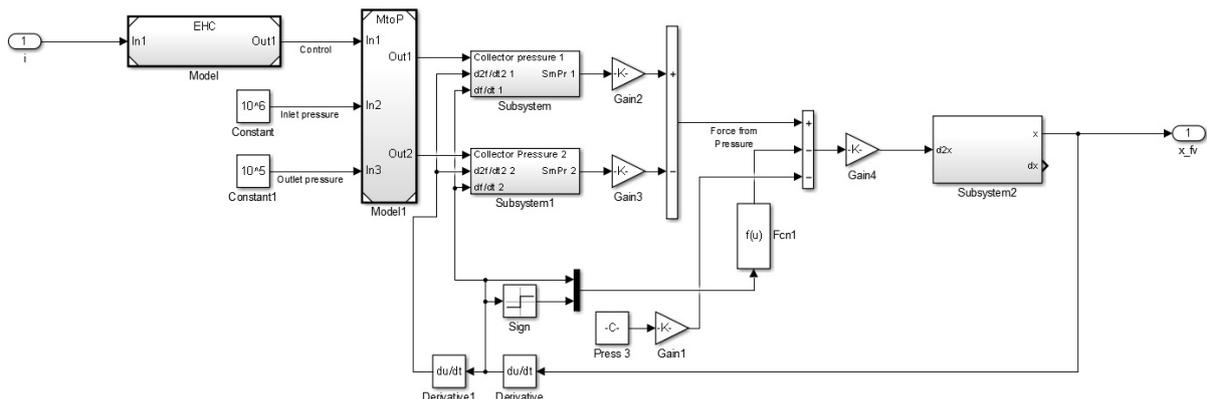


Рис. 9. Модель питательного клапана в Matlab Simulink

Опытным путём была выявлена зависимость, близкая к линейной, между площадью перекрытия коллекторных отверстий следом струи и выходным перепадом преобразователя. Поэтому для определения перепада необходимо вычислить разность площадей перекрытия различных отверстий (рис. 10, а). Блок MtoP предназначен для выполнения данного преобразования. Схема блока приведена на рис. 10, б.

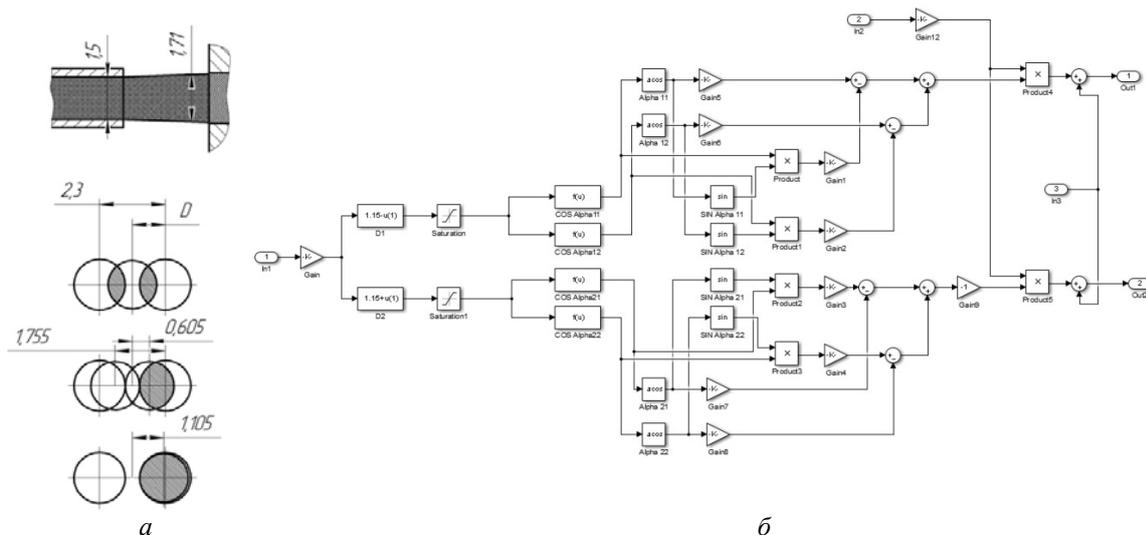


Рис. 10. Определение перепада преобразователя:
 а – схема перекрытия следом струи коллекторных отверстий; б – схема блока MtoP

Уравнения математической модели сервомотора, осуществляющего изменение открытия клапана, приведены ниже [2]:

$$P = M \frac{d^2x}{dt^2} + P_{тр0} \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - P_{тр0} \xi_3 \sqrt{\frac{dx}{dt}} + R;$$

$$\Delta p_{см} = (p_1 - p_2) - \rho F_{CM} \frac{d^2x}{dt^2} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{F_i} - 29,45 \nu \rho F_{CM} \frac{dx}{dt} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{F_i^2} + 0,5 \rho F_{CM}^2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_i}{F_i^2}.$$

Здесь P – усилие, создаваемое перепадом давления на поршне сервомотора; $P_{тр0}$ – сила трения покоя; ξ – коэффициент падения силы трения; F_{CM} – площадь поверхности поршня; l_i, F_i, ζ_i – соответственно длина, площадь сечения и коэффициент сопротивления участка трубопровода; $\Delta p_{см}$ – перепад давления на сервомоторе.

Описание модели

Укрупнённая схема вложенности модели приведена на рис. 11, а реализация данной схемы – на рис. 12.

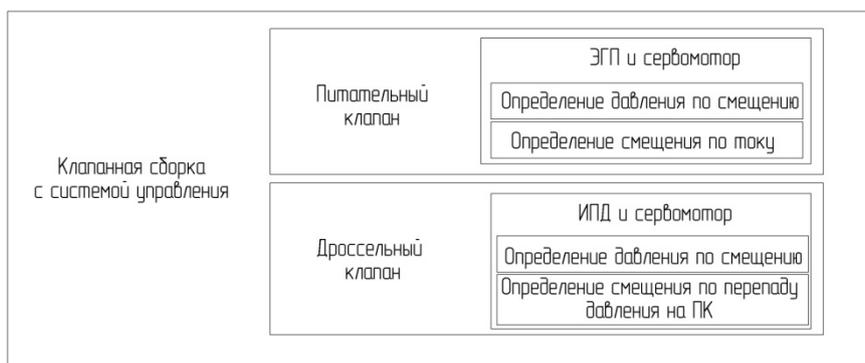


Рис. 11. Структура модели в Matlab Simulink

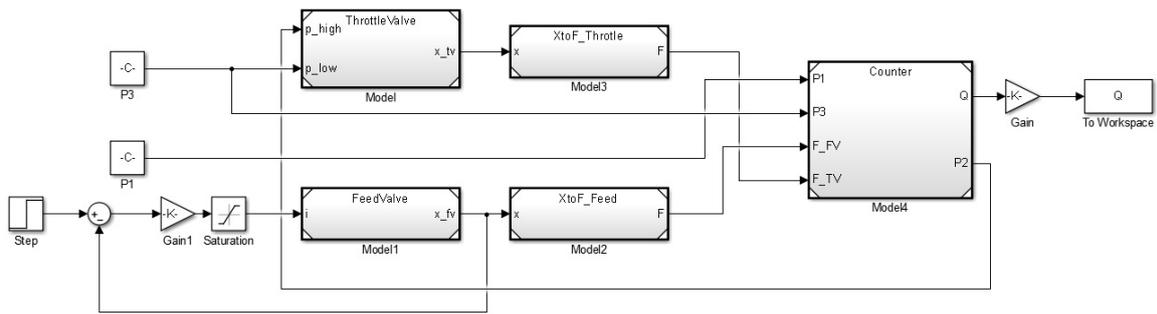


Рис. 12. Схема системы клапанов в Matlab Simulink

Помимо упомянутых уравнений ключевыми являются следующие уравнения [3]:

$$Q_{ПК} = \mu\varphi_{ПК} \sqrt{2\rho^{-1}(p_2 - p_3)} ;$$

$$Q_{ДК} = \mu\varphi_{ДК} \sqrt{2\rho^{-1}(p_1 - p_2)} .$$

Здесь μ – коэффициент расхода; $\varphi_{ПК}, \varphi_{ДК}$ – площадь открытия соответственно питательного и дроссельного клапанов; p_1 – давление напора (перед дроссельным клапаном); p_2 – давление между дроссельным и питательным клапанами; p_3 – давление слива (за питательными клапаном).

На приведённой схеме блок XtoF осуществляет вычисление площади открытия клапана в зависимости от перемещения его штока, что, поскольку проточная часть набрана из рядов отверстий с различным количеством отверстий в ряду, обеспечивается последовательным суммированием площадей полностью открытых рядов отверстий с площадью открытия частично открытых рядов, определяемой по положению штока клапана. На рис. 13, 14 приведены зависимости площади открытия питательного клапана при линейном перемещении штока клапана от времени на начальном участке и разность между идеальной линейной характеристикой и реальной на начальном участке.

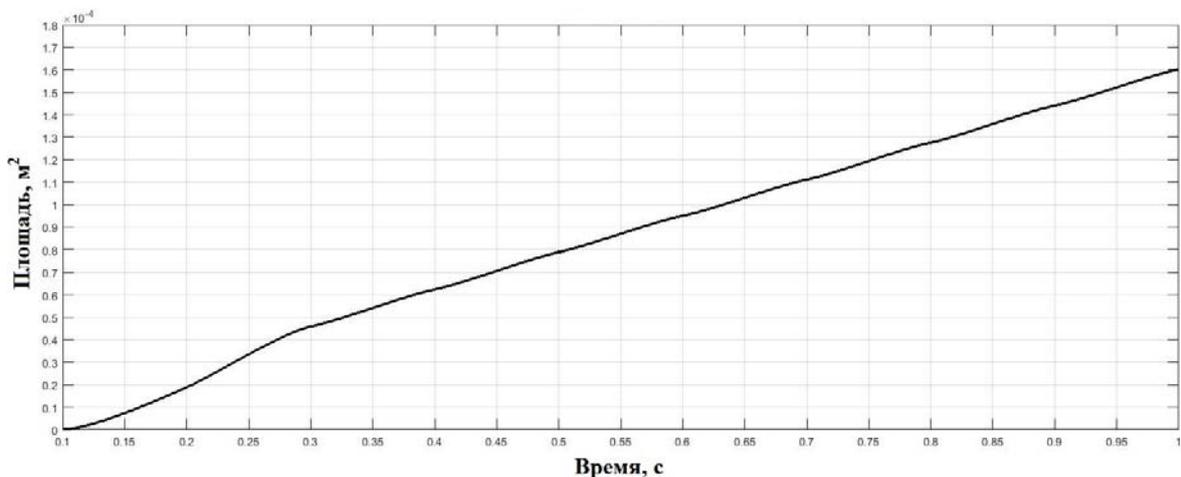


Рис. 13. Рост площади открытия при росте открытия на начальном участке

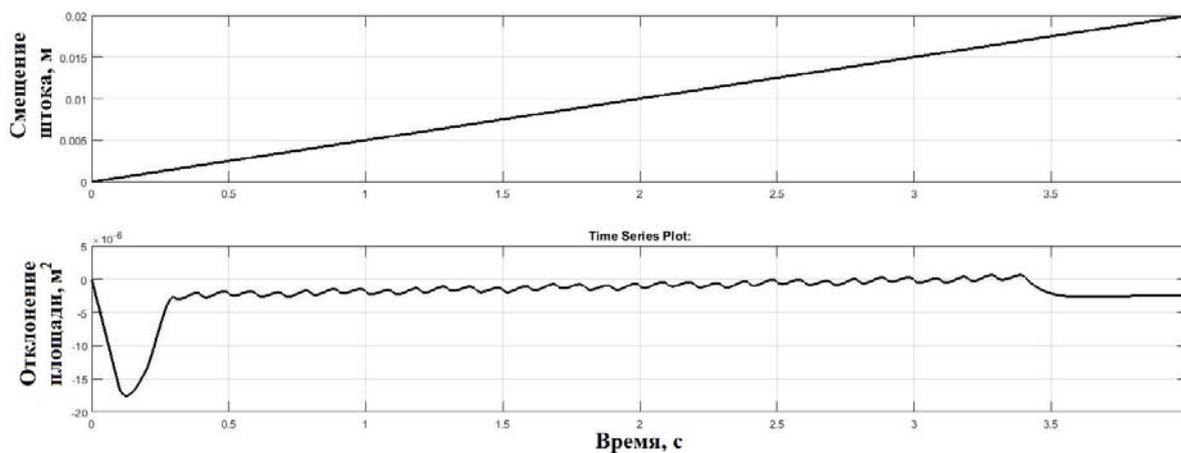


Рис. 14. Разность идеальной и реальной характеристики по площади при росте открытия клапана

Рис. 13, 14 демонстрируют смоделированный в разработанной модели характер изменения с течением времени площади открытия клапана при перемещении штока клапана. Как видно, имеется прогиб на начальном участке, обусловленный гарантированным перекрытием золотником плунжера клапана дроссельных отверстий в нулевом положении. При дальнейшем смещении штока видна нелинейность роста площади, обусловленная свойствами дроссельного участка, последовательностью открытия отверстий.

В итоге было проведено моделирование двух ситуаций: 1) переходный процесс в системе при скачкообразном изменении сигнала задания (рис. 15); 2) переходный процесс в системе при скачкообразном изменении перепада давления на сборке (рис. 16). На рис. 15, 16 приведены графики переходного процесса (сверху вниз: открытие питающего клапана, открытие дроссельного клапана, перепад давления на питательном клапане, расход через сборку).

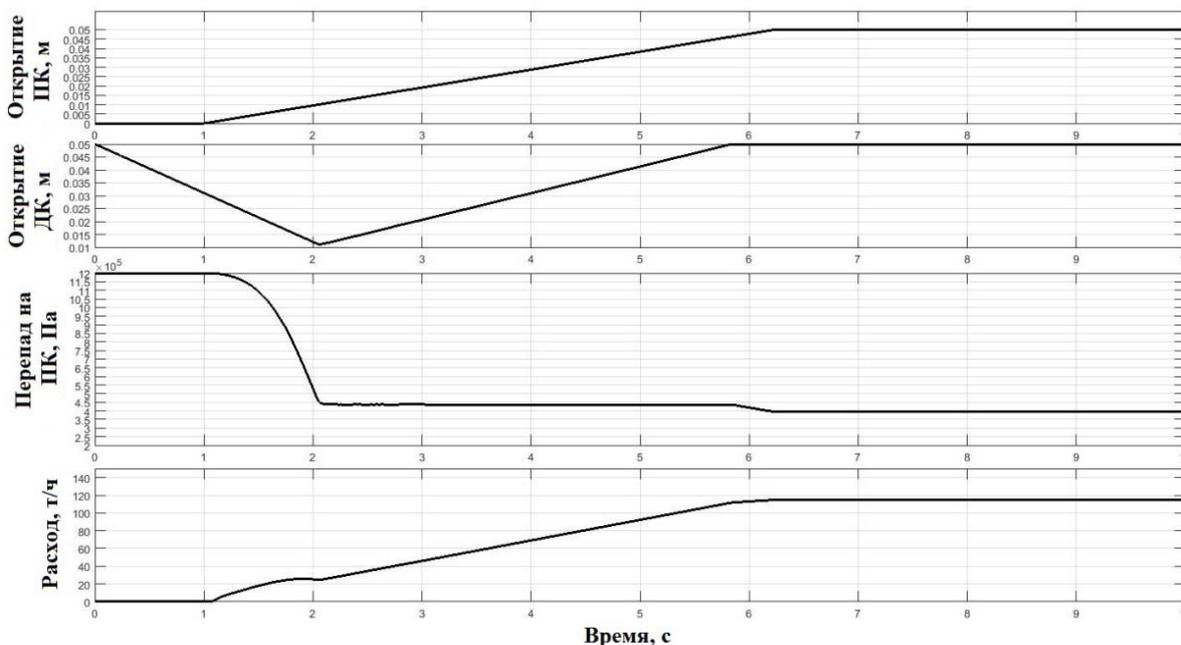


Рис. 15. Переходный процесс при скачкообразном изменении сигнала задания

Из рис. 15 видно, что для условия начального полного открытия дроссельного клапана и закрытия питательного при подаче сигнала на открытие ПК дроссельный клапан начинает закрываться и давление на ПК выравнивается на уровне, близком к заданному, за время порядка 1 с. При этом ДК входит в зону малошумного регулирования, но автоколебаний системы не наблюдается. Расход через сборку при таком сочетании факторов возрастает от нулевого до номинального за 6,2 с (при заданном времени не более 10 с) без возникновения автоколебаний, при этом ДК также достигает открытия, близкого к максимальному.

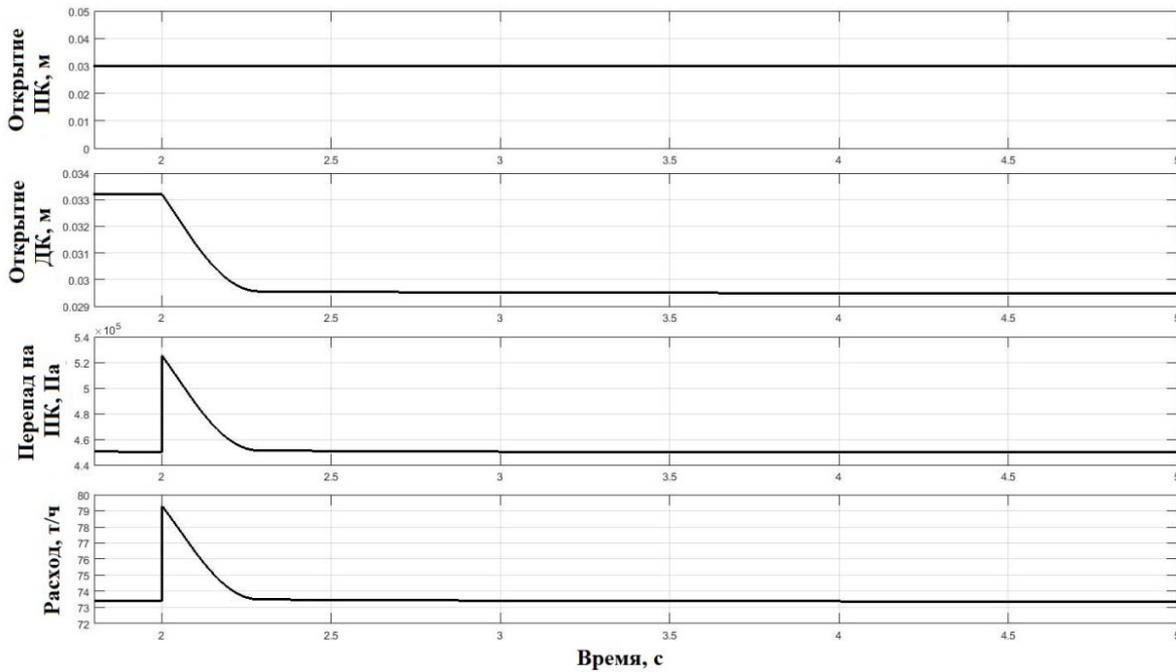


Рис. 16. Переходный процесс при скачкообразном изменении перепада давления на сборке

Рис. 16 демонстрирует процесс восстановления заданного перепада давления на ПК, обеспечиваемый обработкой ДК при скачкообразном изменении давления напора в системе. При этом восстановление заданного значения расхода теплоносителя происходит за 0,4 с при заданном времени не более 2 с.

Таким образом, моделирование динамических процессов в системе при различных возмущающих и управляющих воздействиях показало соответствие системы предъявляемым к ней требованиям по точности, устойчивости и времени переходного процесса.

Заключение

Применение в составе системы управления расходом питательной воды исполнительных механизмов с малошумной проточной частью клеткового типа наряду с обеспечением повышенных требований к малошумности не ухудшает динамических характеристик системы и позволяет в полной мере обеспечить выполнение предъявляемых к системе требований по скорости открытия клапанов и поддержанию расхода питательной воды при изменении параметров конденсатно-питательной системы.

Библиографический список

1. Решетников Е.М., Саблин Ю.А., Григорьев В.Е., Мрочковский Н.Н. Электро-механические преобразователи гидравлических и газовых приводов. М.: Машиностроение, 1982. 144 с.
2. Крамской Э.И. Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями. Л.: Машиностроение, 1972. 103 с.
3. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л.: Машиностроение, 1976. 504 с.

DYNAMICS OF FEED WATER FLOW RATE CONTROL SYSTEM WITH LOW- NOISE REGULATOR

© 2017

- E. G. Berestovitskiy** Doctor of Science (Engineering), Chief Acoustician;
Concern "Avrora" Scientific Production Association, Saint-Petersburg, Russian Federation;
berest40@mail.ru
- P. I. Kizilov** Engineer, Center of Development and Testing of Electrohydraulics;
Concern "Avrora" Scientific Production Association, Saint-Petersburg, Russian Federation;
mail@avrorasystems.com
- A. N. Kruchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
kan@ssau.ru
- N.V. Pialov** Candidate of Science (Engineering), Head of the Center of Development and Testing of Electrohydraulics;
Concern "Avrora" Scientific Production Association, Saint-Petersburg, Russian Federation;
afx7cu@mail.ru

We present the results of modeling a feed water control system. The system contains two regulatory devices – the feed valve to control the flow rate, with electrohydraulic control, and the throttle valve to maintain constant pressure differential on the feed valve, with hydromechanical control. The valves have perforated flow parts to reduce hydrodynamic noise and vibration, which necessitates checking the dynamical characteristics of the system. The model was developed on the basis of equations describing the electrohydraulic converter dynamics, a differential pressure meter, a servo drive and flow parts with the use of Matlab Simulink. The modeling of dynamical processes caused by various disturbance inputs and control actions showed the compliance of the system with the requirements imposed on it.

Flow control system; electromechanical converter; flow part.

Citation: Berestovitskiy E.G., Kizilov P.I., Kruchkov A.N., Pialov N.V. Dynamics of feed water flow rate control system with low- noise regulator. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 75-86. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-75-86

References

1. Reshetnikov E.M., Sablin Y.A., Grigoriev V.E., Mrochkovskiy N.N. *Elektromekhanicheskie preobrazovateli gidravlicheskih i gazovykh privodov* [Electromechanical converters of hydraulic and gas drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 144 p.
2. Kramskoy E.I. *Gidravlicheskie sledyashchie privody so struynymi usilitel'nyami* [Hydraulic follower drives with fluid amplifiers]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 144 p.
3. Povkh I.L. *Tekhnicheskaya gidromekhanika* [Engineering hydromechanics]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1976. 504 p.