

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДИСКРЕТНОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ

© 2012 П. И. Грешняков, А. Ф. Синяков, В. Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Разработан пневматический регулятор давления, состоящий из байпасно соединённых дискретных клапанов и контура управления, построенного на базе логического контроллера. Теоретические и экспериментальные исследования регулятора проведены с учётом присоединённых магистралей как объекта регулирования. Расчёты характеристик регулятора проведены в программном пакете Matlab Simulink. Экспериментальными данными подтверждена адекватность математической модели.

Регулятор давления, дискретные клапаны, математическая модель, теоретические исследования, эксперимент, динамические и статические характеристики.

Наряду с пропорциональными регуляторами в последнее время всё более широкое применение находят цифровые системы на базе дискретных регуляторов. Анализ работ отечественных и зарубежных авторов [1-5], посвящённых исследованию дискретной и аналоговой гидропневмоавтоматики, показал, что теоретические разработки по проблеме повышения точности и надёжности одновременно с понижением стоимости систем регулирования давления газа далеки от завершения.

Разрабатывается математическая модель дискретного регулятора давления на основе пневматических клапанов.

При составлении расчётных моделей регулятора были приняты следующие допущения:

– рабочее тело - идеальный газ;

– давление и температура на входе регулятора постоянны;

– гидравлические потери во входных и выходных подводных каналах учитываются по квазистационарной модели ламинарного движения газа;

– теплообмен между газом и стенками корпуса отсутствует;

– течение газа в дросселирующих сечениях клапанов и выходного дросселя сверхкритическое;

– коэффициенты расхода в дросселирующих сечениях принимаются квазистационарными;

– состояние газа в баке изменяется по адиабатическому закону.

Расчётная схема исполнительных устройств дискретного регулятора давления газа с учётом присоединённых магистралей представлена на рис. 1.

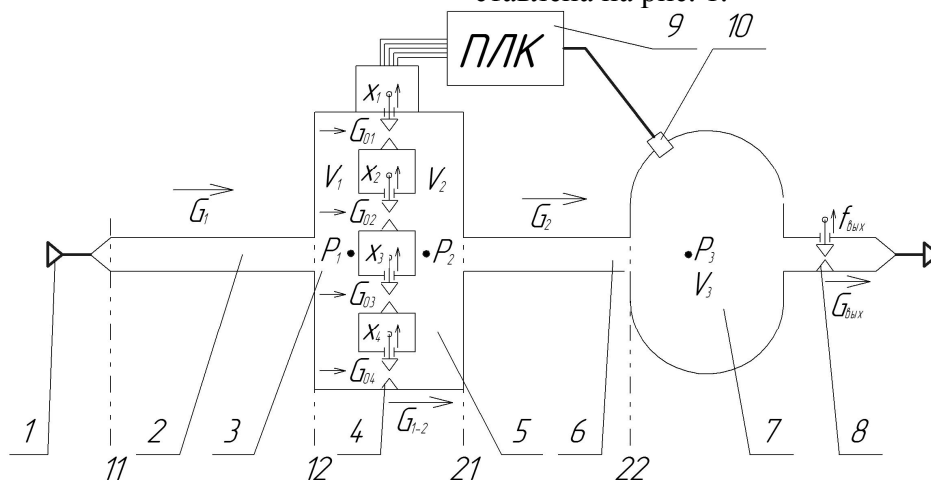


Рис. 1. Расчётная схема дискретного регулятора с присоединёнными магистральями:
 1 – источник давления, 2 – входная магистраль, 3 – входная полость регулятора, 4 – дискретные клапаны подачи газа, 5 – выходная полость регулятора, 6 – магистраль на выходе регулятора, 7 – объект регулирования (ёмкость), 8 – дроссель (потребитель)

Газ высокого давления P_0 от источника давления I по входному каналу 2 поступает в полость регулятора 3 с объёмом V_1 давлением P_1 . Далее газ с давлением P_1 через дискретные клапаны подачи газа 4, имеющие проходные сечения S_1, S_2, S_3, S_4 , поступает в выходную полость 5 с объёмом V_2 и далее через выходной канал 6 в ёмкость 7 объёмом V_3 , затем через дроссель 8 к потребителю. Управление дискретными клапанами 4 осуществляется программируемым логическим контроллером 9, входными параметрами для которого являются давления P_1 и P_3 . Давление P_3 измеряется датчиком давления, сигнал с которого усиливается и подаётся на вход логического контроллера 9.

При изменении расхода газа через регулятор, например, за счёт увеличения расхода потребителя, давление в ёмкости P_3 уменьшается, что приводит к увеличению числа открытых клапанов. Давление на выходе возрастает до заданного значения в пределах статической погрешности.

При уменьшении расхода газа потребителем или при уменьшении давления уставки ниже текущего регулятор вырабатывает сигнал на закрытие клапанов.

Уравнения, описывающие газодинамические процессы в регуляторе и газовых магистральных, представлены ниже:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{kRT_1}{V_1} [G_1 - G_{1-2}], \quad (1)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{kRT_2}{V_2} [G_{1-2} - G_2], \quad (2)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{kRT_3}{V_3} [G_2 - G_{\text{вых}}], \quad (3)$$

где P_0, P_1, P_2, P_3, P_a - давления на входе в регулятор, в полости регулятора до клапанов, на выходе из регулятора, регулируемое давление в ёмкости, давление на выходе из дросселя, соответственно; T_1, T_2, T_3 - температура газа соответственно в полости регулятора до клапанов, в полости на выходе из регулятора и в ёмкости; V_1, V_2, V_3 - объёмы полостей регулятора и ёмкости, соответственно; $G_1, G_{1-2}, G_2, G_{\text{вых}}$ - массовые расходы газа через входной канал, дискретные клапаны подачи газа, выходной канал, дроссель потребителя.

Уравнения расходов:

$$G_{1-2} = \sum_{i=1}^4 G_i = G_{01} + G_{02} + G_{03} + G_{04}, \quad (4)$$

$$G_i = \mu \frac{\pi d_i^2}{2} P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5)$$

при $0 < \frac{P_2}{P_1} < \beta_{кр}$,

$$G_i = \mu \frac{\pi d_i^2}{2} P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (6)$$

при $\beta_{кр} \leq \frac{P_2}{P_1} \leq 1$.

Уравнения (5), (6) характеризуют течение газа через клапаны в условиях докритического и сверхкритического истечения газа.

Критическое отношение давлений $\beta_{кр}$, при котором достигается наибольший весовой расход, определяется конфигурацией проточной части [6]:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (7)$$

$d_i, i=1,2,3,4$ - диаметры проходных сечений дискретных клапанов подачи газа;

$$x_{i,j} = \begin{cases} 1, & \text{если клапан открыт,} \\ 0, & \text{если клапан закрыт,} \end{cases} \quad (8)$$

$x_{i,j}$ - дискретный коэффициент, определяющий, открыт i -й клапан в данный момент времени или закрыт. Коэффициенты определяются как разряды четырёхзначных двоичных чисел, расположенных в порядке возрастания. i -порядковый номер клапана, соответствующий номеру разряда числа, j - номер состояния регулятора из возможных комбинаций, соответствующий порядковому номеру числа, $i \in \{1;2;3;4\}$, $j \in \{1;2;3;\dots;16\}$.

Каждое из состояний j открытых клапанов является управляющим воздействием и определяется математически по пропорциональному закону регулирования в зависимости от сигнала рассогласования по давлению.

Уравнение движения газа в подводящем трубопроводе, представленное относи-

тельно давления на входе в магистраль P_{11} , записывается в виде [7]

$$P_{11} = \left\{ P_{12}^2 + \frac{1}{RT} P_{11}^2 v_{11} \left[\lambda \frac{l_1}{d_1} - 2 \ln \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right) \right] \right\}^{0.5}, \quad (9)$$

$$G_1 = \rho v_{11} \frac{\pi d_1^2}{2}, \quad (10)$$

где v_{11} - скорость потока газа на входе в воздушный участок; λ - коэффициент сопротивления трения газового потока; l_1 - длина тру-

бопровода; P_{21} - давление на выходе из трубопровода, ρ - плотность газа. Аналогично выглядит уравнение движения газа в отводящем трубопроводе.

Разработанная математическая модель дискретного регулятора давления, представленная формулами (1) - (10), и реализованная с использованием программного пакета Simulink Version 5.0 (R13) с помощью блоков, приведена на рис. 2-4.

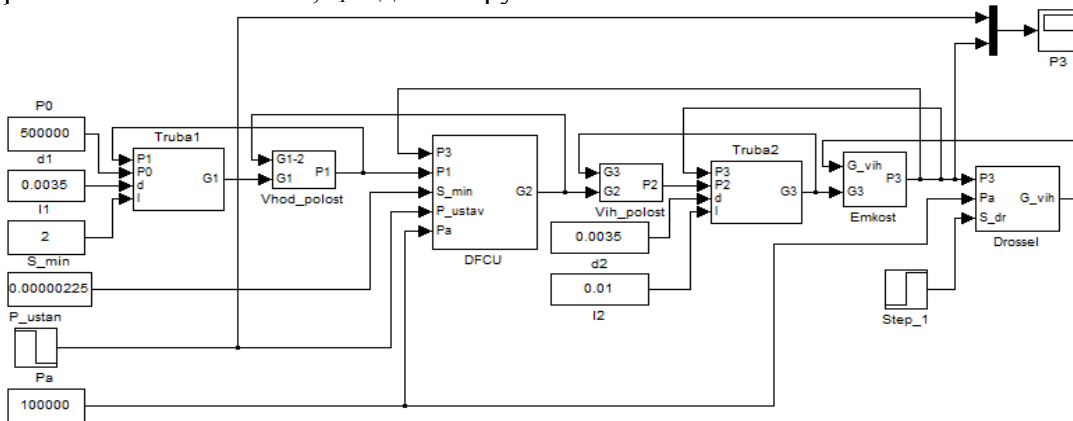


Рис. 2. Модель дискретного регулятора давления, реализованная в программе Simulink

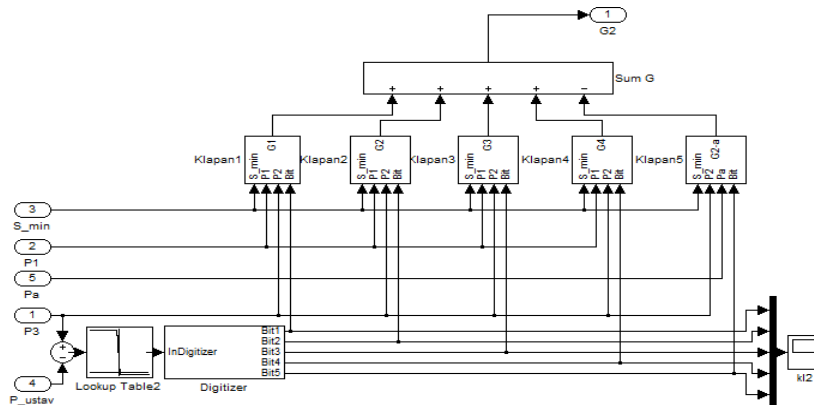


Рис. 3. Модель блока дискретных клапанов, входящего в состав дискретного регулятора в программе Simulink

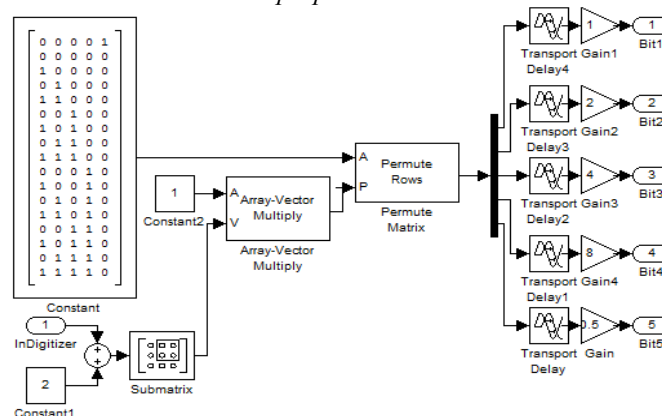


Рис. 4. Схема к вектору состояния клапанов в программе Simulink

На основании математического моделирования переходных процессов по пред-

ставленным моделям исследовано влияние переходных сечений, задержек и числа клапа-

нов на статические и динамические характеристики регулятора давления газа.

Увеличение числа клапанов приводит к уменьшению статической погрешности.

Быстродействие клапанов существенно влияет на динамику как самого регулятора, так и на динамику всей системы регулирования давления.

Определение переходных характеристик осуществляется при ступенчатом изменении давления от 0 до $4 \cdot 10^5$ Па. Увеличение количества 2/2 клапанов в системе регулирования способствует повышению точности регулирования и увеличению быстродействия (рис. 5).

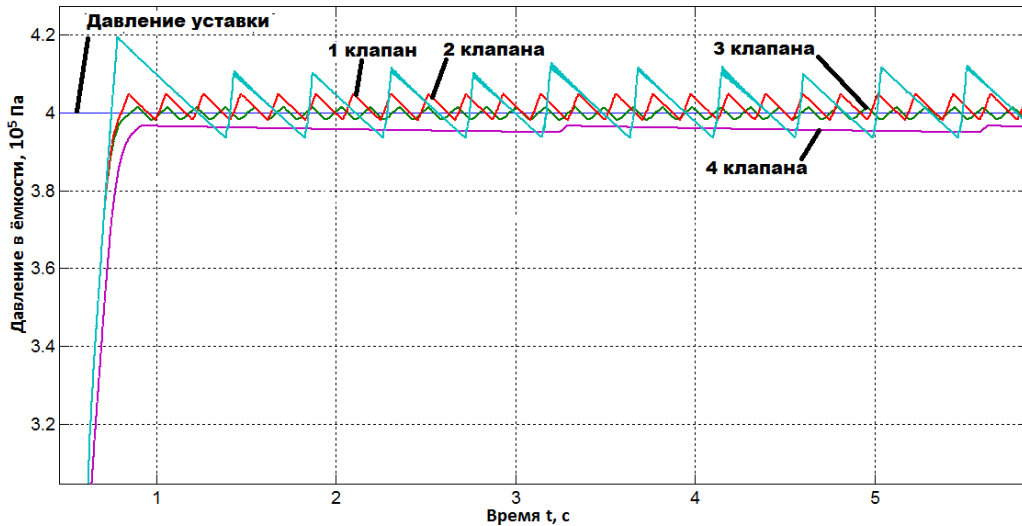


Рис. 5. Переходные характеристики для разного числа используемых клапанов. Диаметры присоединённых трубопроводов 10 мм, быстродействие клапанов 10 мс, суммарное проходное сечение клапанов регулятора 5 мм^2

На статическую погрешность существенно влияет коэффициент усиления регулятора. Если коэффициент усиления большой, то малому возмущающему воздействию следует сильное управляющее воздействие. Это, с одной стороны, уменьшает статическую

погрешность, однако возможны потеря устойчивости системы и начало автоколебательных процессов.

Увеличение быстродействия клапанов уменьшает динамическую погрешность регулятора (рис. 6).

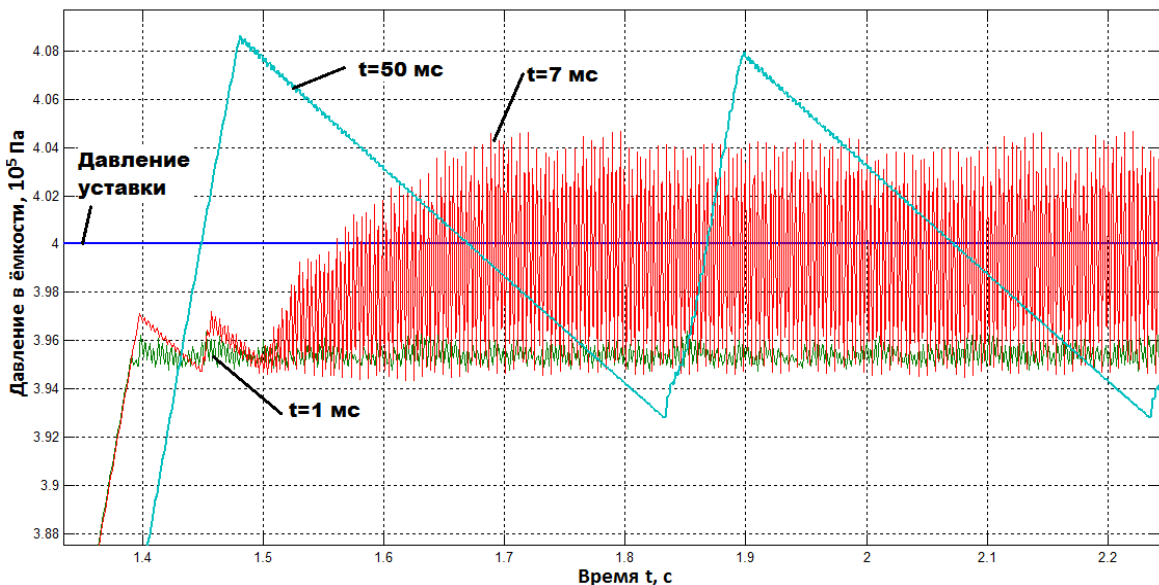


Рис. 6. Переходные характеристики системы регулирования, построенной на одном дискретном клапане при разном времени срабатывания клапана. Диаметры присоединённых трубопроводов 10 мм, число клапанов 1шт., проходное сечение клапана 5 мм^2

В результате лабораторных испытаний (рис. 7) были получены переходные характеристики. Переходные процессы, полученные

при моделировании и экспериментально, приведены на рис. 8.

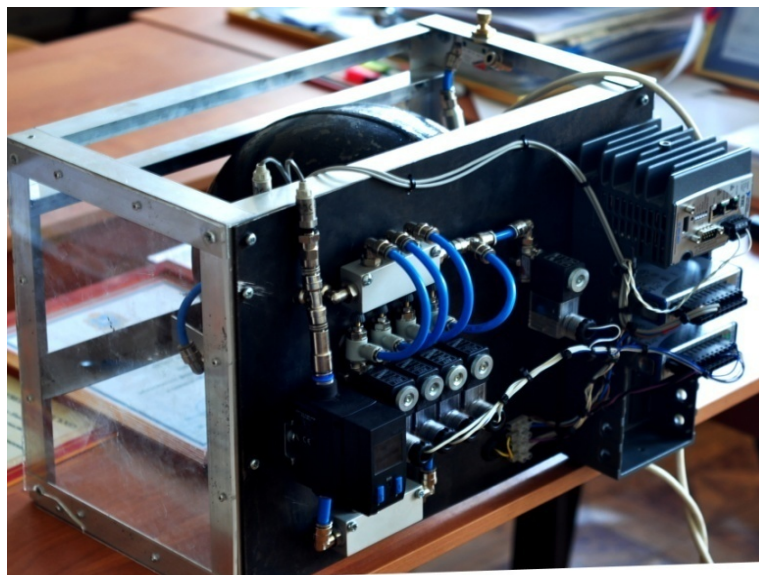


Рис. 7. Внешний вид опытного образца регулятора давления в ёмкости

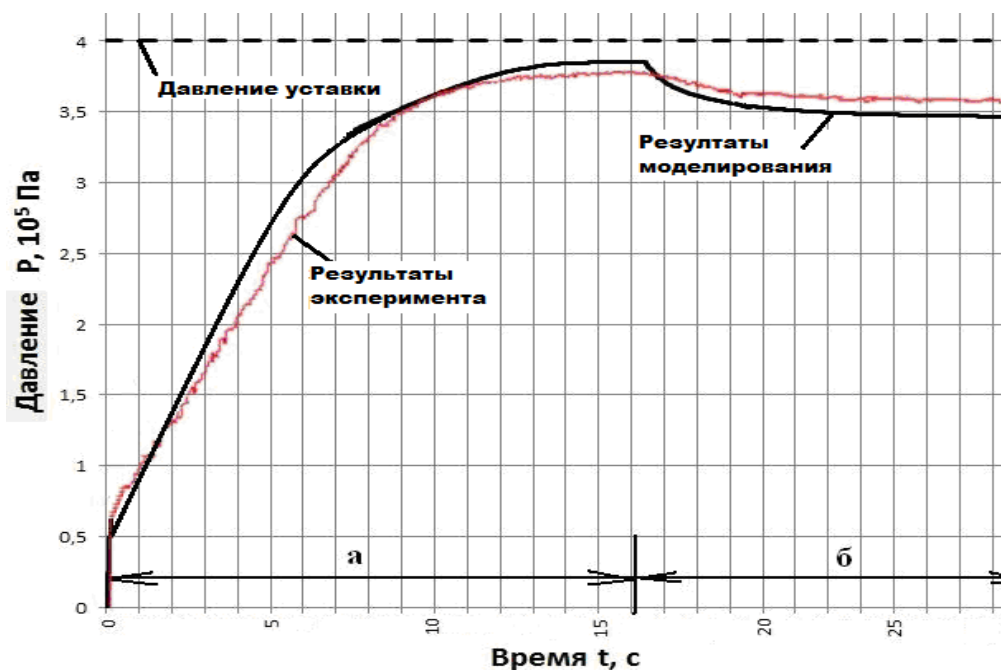


Рис. 8. Переходные характеристики системы регулирования давления, полученные экспериментально и при математическом моделировании в пакете Matlab Simulink. Диаметры присоединённых трубопроводов 6 мм, быстродействие клапанов 30 мс, суммарное проходное сечение клапанов регулятора 1,5 мм²

На участке «а», как показано на рис. 8, происходит выход на режим, на участке «б» происходит реакция системы на возмущающее воздействие в виде увеличения расхода газа потребителя.

На участке «б» экспериментальной характеристики падение давления вследствие статической погрешности происходит более плавно, чем в смоделированной зависимости. Это происходит из-за того, что возмущаю-

щее воздействие в модели осуществлялось ступенчато, а в эксперименте – плавным изменением проходного сечения дросселя. Таким образом, в результате экспериментов была подтверждена адекватность математической модели.

Работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприя-

тия № 1.3.2 «Проведение научных исследований целевыми аспирантами».

Библиографический список

1 Пат. 2114457 Российская Федерация, МПК 7 H04 B 1/38, H 04 J 13/00. Многопоточный дискретный клапан-дрессель [Текст] / Грачев В.В.; заявитель и патентообладатель: Грачев Вениамин Васильевич, Гулиенко Анатолий Иванович, Шталенков Валерий Михайлович.— № 2002129138/06; заявл. 31.10.2002; опубл. 27.11.2004. - 1с.

2 Сосонкин, В.Л. Дискретная гидроавтоматика (Следящие и шаговые системы станков) [Текст] / В.Л. Сосонкин. - М.: Машиностроение, 1972. – 164 с.

3 Siivonen, L. Analysis of fault tolerance of digital hydraulic valve system. Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC'05), [Text]/ L. Siivonen, M. Linjama, M. Vilenius, September 7-9. 2005. Bath, UK, P. 133-146, ISBN 13 978-0-470-01677-0.

4 Linjama, M. On Stability and Dynamic Characteristics of Hydraulic Drives with Distributed Valves. In: Johnston, D.N. & Plummer, A.R. (eds.) [Text]/ M. Linjama, M. Huova, M. Vilenius, Power Transmission and Motion Control (PTMC 2007), University of Bath, UK, Sept. 12–14, P. 297–314.

5 Jyh-Chyang Renn Position control of a pneumatic rodless cylinder using full-digital nonlinear coding scheme. [Text]/ Jyh-Chyang Renn, Yi-Hao Yang, Chin-Yi Cheng. In: Proceedings of the Seventh International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP 2009), Hangzhou, China, P. 555-560.

6 Залманзон, Л.А. Микропроцессоры и управление потоками жидкостей и газов [Текст] / Л.А. Залманзон. - М.: Наука, 1984. – 486 с.

7 Герц, Е.В. Расчет пневмоприводов [Текст]/ Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

DEVELOPMENT OF DISCRETE PNEUMATIC PRESSURE REGULATOR AND RESEARCHING OF ITS CHARACTERISTICS

© 2012 P. I. Greshniakov, A. F. Sinyakov, V. N. Ilukhin

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

In the paper, software for digital control of gas pressure in a vessel is developed to increase process quality and accuracy. Operating principal is based on stepped variation of a throttle area at the vessel output (or/and input) using pulse code modulation. The control device is made as set of parallel on-off valves. Flow areas of the valves can be presented by binary dependencies of the smallest cross-section or by the Fibonacci series. The number of valves depends on control process accuracy. Simulation results show a good correlation with experimentally obtained data proving efficiency of the proposed control strategy to providing high accuracy and proper quality of transients.

Digital pressure control system, digital regulator, parallel valves, static and dynamic accuracy.

Информация об авторах

Грешняков Павел Иванович, аспирант, инженер кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pavel.ssau@gmail.com. Область научных интересов: исследование динамических характеристик цифровых регуляторов давления и пневматических приводов.

Синяков Антон Фёдорович, аспирант, младший научный сотрудник кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: anfesin@gmail.com. Область научных интересов: гидравлический гибридный транспорт, исследование динамических характеристик гибридных систем.

Илюхин Владимир Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: iwnik@yandex.ru. Область научных интересов: мехатроника и робототехника, исследование динамических характеристик цифровых регуляторов.

Greshniakov Pavel Ivanovich, engineer, post-graduate student, Department of Control Systems of Power Units, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pavel.ssau@gmail.com. Area of research: dynamics of digital fluid power systems.

Sinyakov Anton Fedorovich, researcher, post-graduate student, Department of Control Systems of Power Units, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: anfessin@gmail.com. Area of research: hydraulic hybrid vehicles, dynamic characteristics of hybrid vehicles.

Iliukhin Vladimir Nikolaevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professors, Department of Control Systems of Power Units, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: iwnik@yandex.ru. Area of research: mechatronics and robotics, digital fluid power.