

УДК 621.9: 62 – 225.1 (575.2) (04)

**ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ЖИДКОСТИ
ДВУХКОНТУРНОЙ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ
ДЛЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ**

А.П. Муслимов – докт. техн. наук, профессор,
Ф.И. Юнусов – аспирант

It is important for reliable work of hydraulic systems to have a reasonable choice of controlling devices, providing the execution of logical functions for realization of given sequences of the hydrosystem executive mechanism action.

Регулятор (распределительное устройство) предназначен для управления потоком рабочей жидкости. С помощью регуляторов обеспечивается направление рабочей жидкости к соответствующему исполнительному механизму, а также осуществляется реверс гидромеханизма.

По конструктивному выполнению регуляторы разделяют на золотниковые, крановые и клапанные типы. В первом типе распределение жидкости осуществляется с помощью осевого смещения цилиндрического или плоского распределительного элемента, во втором – путем поворота пробки крана и в третьем – путем последовательного открытия и закрытия рабочих (расходных) окон с помощью клапанов (затворов). В нашем случае, золотниковый регулятор расхода жидкости с цилиндрическим распределительным элементом.

Под *рабочим окном* понимают проходное сечение гидроаппарата, в котором непосредственно происходит изменение параметров потока рабочей жидкости.

В работе [1] была рассмотрена двухконтурная адаптивная система, в которой решалась проблема стабилизации режимов работ и постоянства зазора в гидростатических направляющих. На основе [1] можно рассчитать и рассмотреть необходимый регулятор расхода жидкости для двухконтурной адаптивной сис-

темы. Поскольку двухконтурная система по обоим контурам имеет два одинаковых регулятора расхода жидкости с разными параметрами регулирования, то достаточно рассмотреть одну из них.

Рабочим органом распределителей этого типа является перемещающийся в осевом направлении во втулке (гильзе) цилиндрический плунжер, на котором выполнено соответствующее количество кольцевых проточек. Подвод и отвод жидкости производится через окна питания во втулке (корпусе) распределителя и соответствующие проточки его плунжера.

По количеству подключенных внешних линий (каналов питания), по которым рабочая жидкость подводится к распределителю и отводится от него, различают *четырёхлинейные (четырёхходовые), трёхлинейные и двухлинейные распределители*. В работе рассматривается четырёхконтурный распределитель.

Основным преимуществом золотниковых распределителей является то, что их плунжеры уравновешены от осевых статических сил рабочего давления жидкости, поскольку это давление действует на пояски плунжера в противоположных направлениях.

На рис. 1 показана схема такого золотникового распределителя. Здесь h – рабочее окно или щель регулятора.

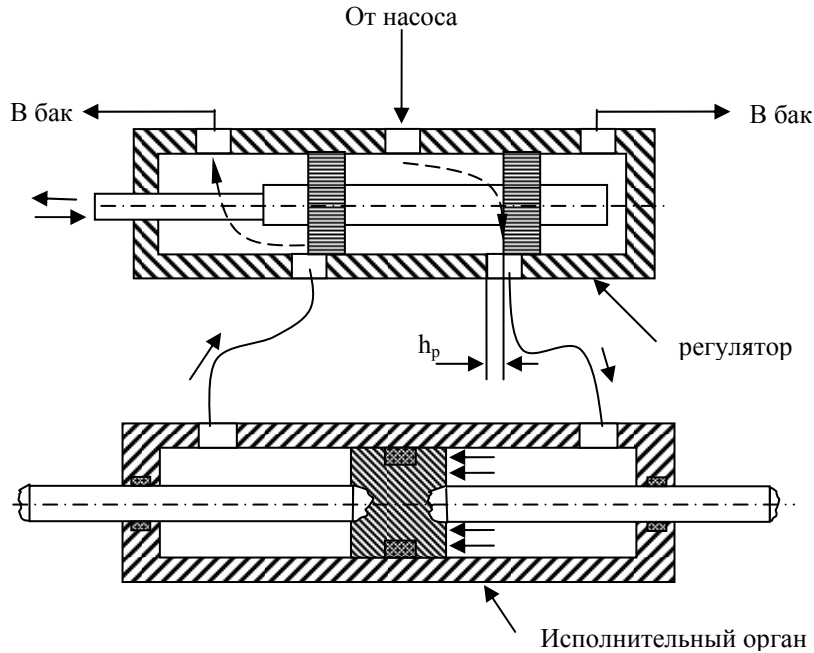


Рис. 1. Четырехлинейный золотник.

Поскольку расходы и давление в регуляторе небольшие, можно пренебречь гидродинамической осевой составляющей силы потока, уравнение динамики регулятора расхода в этом случае имеет вид [2]:

$$M \frac{d^2 h_p}{dt^2} + F_v + F_{yn} = F_e, \quad (1)$$

где $F_v = g \cdot \frac{dh_p}{dt}$, g – коэффициент вязкого трения; $F_{yn} = c h_p$ – сила пружины.

Поделив каждый член уравнения (1) на коэффициент жесткости пружины, получим уравнение в преобразованиях Лапласа

$$(T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1) h_p(p) = K_z F_e(p), \quad (2)$$

где $T_z = \sqrt{\frac{M}{c}}$ – постоянная времени;

$\xi = \frac{g}{2c \cdot T_z}$ – коэффициент относительного

демпфирования; $K_z = \frac{1}{c}$ – коэффициент усиления регулятора.

Регулятор расхода является одним из сложных динамических звеньев двухконтур-

ной автоматической системы управления и его работа в большей степени определяет качество в целом всей системы регулирования.

С учетом введенных выше обозначений дифференциальное уравнение регулятора расхода будет иметь вид [3]:

$$T_z^2 \frac{d^2 h_p}{dt^2} + 2\xi T_z \frac{dh_p}{dt} + h_p = K_z F_e. \quad (3)$$

Дифференциальному уравнению (3) соответствует характеристическое уравнение

$$T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1 = 0. \quad (4)$$

Корни характеристического уравнения (4)

$$P_{1,2} = \frac{-2\xi T_z \pm \sqrt{4\xi^2 T_z^2 - 4T_z^2}}{2T_z}.$$

При соотношении $4\xi^2 T_z^2 \geq 4T_z^2$, т.е. $\xi \geq 1$, регулятор расхода представляет собой апериодическое решение [4–6]:

$$h_z = h_{py} \left(1 - \frac{T}{T_3 - T_4} e^{\frac{t}{T_3}} + \frac{T}{T_3 - T_4} e^{\frac{t}{T_4}} \right). \quad (5)$$

где $T_z^2 = T_3 T_4$; $2\xi T_z = T_3 + T_4$ – установившееся значение щели золотника.

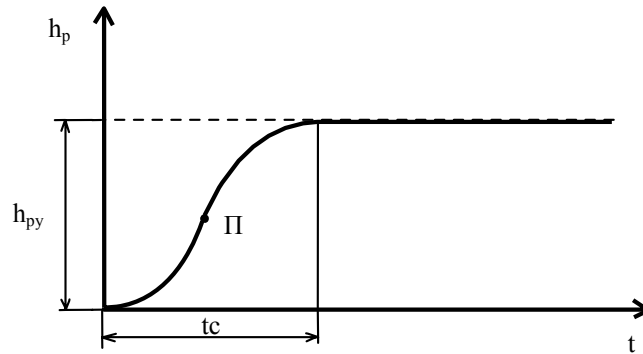


Рис. 2. График переходного процесса регулятора расхода (по аperiodическому закону).

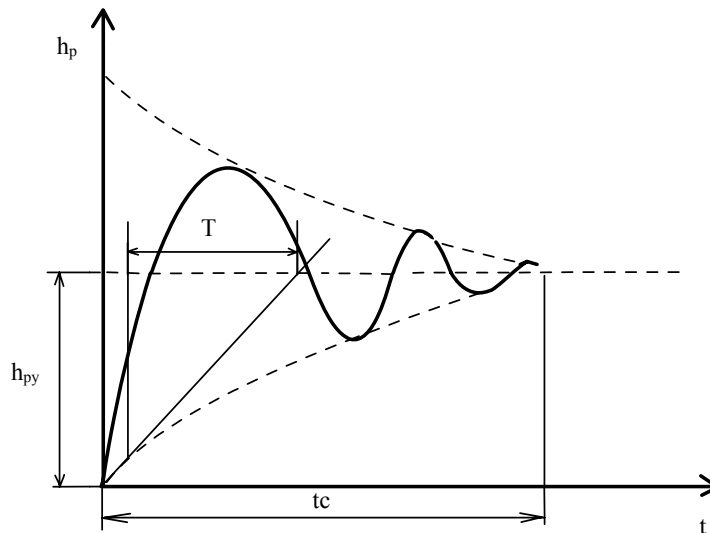


Рис. 3. График переходного процесса регулятора расхода (по колебательному закону).

Уравнение (5) представляет сумму экспонент разными постоянными значениями времени T_3 и T_4 . График переходного процесса такого звена представлен на рис. 2.

При $\xi < 1$ переходной процесс регулятора расхода протекает по колебательному закону (рис. 3) и решение дифференциального уравнения (3) будет иметь вид [6]:

$$h_p = h_{пу} \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos(\omega t) + \frac{1}{T\omega} \sin(\omega t) \right) \right], \quad (6)$$

где T – постоянная времени затухания амплитуды колебаний, ω – частота колебаний, причем

$$T = \frac{2T_t^2}{2T_t^2} = \frac{1}{\xi}; \quad \omega = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T_z};$$

время затухания колебаний, т.е. длительность переходного процесса $tc \approx 3T$.

Таким образом, разработанная математическая модель регулятора расхода, а также приведенное теоретическое исследование позволяют сконструировать его с заранее заданными динамическими характеристиками: вид переходного процесса, длительность его протекания, рассчитывая их массово-геометрические параметры по величинам, входящим в значение T_z и ξ .

Рекомендуется брать значение коэффициента относительного демпфирования ξ несколько больше 1, поскольку в этом случае обеспечивается переходной процесс по апериодическому закону второго порядка, и длительность протекания будет близка оптимальному значению.

Разработанная математическая модель двухконтурной автоматической системы позволяет произвести расчет основных массово-геометрических и режимных параметров системы, которые необходимы для получения соответствующих динамических качеств: высокое быстродействие, малое значение статической ошибки регулирования (менее 2%) и устойчивости во всем диапазоне режимов работы.

Исходя из этого, можно сделать вывод, что разработанную автоматическую систему на базе ГО можно будет использовать при создании высокоточных токарных, расточных и шлифовальных станков, предназначенных для

финишной обработки, так как эта система обладает высокой точностью и быстродействием.

Литература

1. *Усупов С., Юнусов Ф.* Разработка двухконтурной адаптивной системы управления, обеспечивающая стабилизацию режимов работ и постоянства зазора в гидростатических направляющих исполнительного органа станка // Известия КГТУ им. И. Раззакова. – Бишкек. – 2005. – №9.
2. *Баишта Т.М.* Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М., 1972. – 319 с.
3. *Бесекецкий В.А., Попов Е.П.* Теория систем автоматического регулирования. – М., 1975. – 768 с.
4. *Гийон М.* Исследование и расчет гидравлических систем / Пер. с франц. – М., 1964. – 388с.
5. *Иринг Ю.* Проектирование гидравлических и пневматических систем / Пер. со словац. – Л., 1983. – 363 с.
6. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М., 1987. – 464 с.